

**Министерство образования и науки Российской Федерации**  
федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Инженерная Школа новых производственных технологий  
Направление подготовки 15.04.01 «Машиностроение»  
Отделение материаловедения школы (НОЦ)

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ**

Тема работы
<b>Силовой расчет корпуса сверла БТА</b>

УДК 621.951.45

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4АМ82	Чжу Лянлян		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Арляпов Алексей Юрьевич	к.т.н.		

Консультант

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Ким Алексей Богович			

**КОНСУЛЬТАНТЫ:**

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОСГН	Якимова Татьяна Борисовна	к.э.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор. ООД ШБИП	Сечин Александр Иванович	Доктор технических наук		

**ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:**

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
15.04.01 Машиностроение	Арляпов Алексей Юрьевич	к.т.н.		

Томск – 2020 г.

## Планируемые результаты обучения по программе

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)
Профессиональные компетенции	
P1	Способность выбирать аналитические и численные методы при разработке математических моделей машин, приводов, оборудования, систем, технологических процессов в машиностроении
P2	Способность подготавливать технические задания на разработку проектных решений, разрабатывать эскизные, технические и рабочие проекты технических разработок с использованием средств автоматизации проектирования и передового опыта разработки конкурентоспособных изделий, участвовать в рассмотрении различной технической документации, подготавливать необходимые обзоры, отзывы, заключения
P3	Способность изучать и анализировать необходимую информацию, технические данные, показатели и результаты работы, систематизировать их и обобщать
P5	Способность получать и обрабатывать информацию из различных источников с использованием современных информационных технологий, уметь применять прикладные программные средства при решении практических вопросов с использованием персональных компьютеров с применением программных средств общего и специального назначения, в том числе в режиме удаленного доступа
Общекультурные компетенции	
P6	Способность выбирать оптимальные решения при создании продукции с учетом требований качества, надежности и стоимости, а также сроков исполнения, безопасности жизнедеятельности и экологической чистоты производства
P7	Способность самостоятельно применять методы и средства познания, обучения и самоконтроля, для приобретения новых знаний и умений.

**Министерство образования и науки Российской Федерации**  
федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Инженерная Школа новых производственных технологий  
Направление подготовки 15.04.01 «Машиностроение»  
Отделение материаловедения школы (НОЦ)

УТВЕРЖДАЮ:  
Руководитель ООП

\_\_\_\_\_  
(Подпись)      \_\_\_\_\_  
(Дата)      Арляпов А.Ю.  
(Ф.И.О.)

**ЗАДАНИЕ**  
**на выполнение выпускной квалификационной работы**

В форме:

<b>магистерской диссертации</b>
---------------------------------

(бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
4AM82	Чжу Лянлян

Тема работы:

<b>Силовой расчет корпуса сверла БТА</b>	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	№59-118/с от 28.02.2020

Срок сдачи студентом выполненной работы:	
--	--

**ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:**

<p><b>Исходные данные к работе</b></p> <p><i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i></p>	<p>Объектом исследования является процесс сверления сверлом БТА.</p> <p style="text-align: center; margin-top: 10px;"><b>Цель:</b> исследование процесса сверления глубоких отверстий сверлом БТА, анализ силы резания и провести силовой расчет корпуса сверла БТА, заложить фундамент для дальнейшего проектирования корпуса сверла БТА наиболее подходящий конструкции.</p>
---	--

<p><b>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</b></p> <p><i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i></p>	<p>Для достижения цели поставлены следующие задачи:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Определить систему сил, действующую на сверло БТА.</li> <li>2. Провести расчет конструкции корпуса сверла БТА на прочность с использованием САЕ-программ .</li> </ol>
<p><b>Перечень графического материала</b></p> <p><i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i></p>	<p>Демонстрационный материал (презентация в MS PowerPoint)</p>
<p><b>Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы</b></p> <p><i>(с указанием разделов)</i></p>	
<p><b>Раздел</b></p>	<p><b>Консультант</b></p>
<p>Исследовательский</p>	<p>Ким А.Б.</p>
<p>Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение</p>	<p>Якимова Т.Б.</p>
<p>Социальная ответственность</p>	<p>Сечин А.И.</p>
<p>Исследовательский (на англ. яз.)</p>	<p>Кобзева Н.А.</p>
<p><b>Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:</b></p>	

<p><b>Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику</b></p>	
--	--

**Задание выдал руководитель:**

<p><b>Должность</b></p>	<p><b>ФИО</b></p>	<p><b>Ученая степень, звание</b></p>	<p><b>Подпись</b></p>	<p><b>Дата</b></p>
<p>Старший преподаватель</p>	<p>Ким А.Б.</p>			

**Задание принял к исполнению студент:**

<p><b>Группа</b></p>	<p><b>ФИО</b></p>	<p><b>Подпись</b></p>	<p><b>Дата</b></p>
<p>4AM82</p>	<p>Чжу Лянлян</p>		

## Оглавление

Реферат .....	7
Введение.....	9
1. Исследовательский раздел .....	16
1.1. Обзор литературы.....	16
1.2. Расчет сил, действующих на сверло БТА .....	47
1.2.1 Анализ сил резания при сверлении глубоких отверстий сверлом БТА .....	47
1.2.2 Исходные экспериментальные данные.....	50
1.2.3 Расчет сил для трех режимов резания по исходным экспериментальным данным .....	52
1.2.4 Расчет сил для разных конструкций сверла БТА .....	56
1.2.5 Анализ и рекомендации.....	72
1.3 Расчет элементов сверла БТА на прочность.....	80
Заключение .....	94
2. Раздел «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение».....	97
2.1 Планирование управления научно-техническим проектом.....	98
2.1.1 План проекта.....	98
2.2 Расчет сметы затрат на выполнение проекта .....	104
2.2.1 Расчет затрат на материалы .....	104
2.2.2 Расчет заработной платы.....	105
2.2.3 Расчет затрат на отчисления во внебюджетные фонды.....	106
2.2.4 Расчет затрат на электроэнергию .....	106
2.2.5 Расчет амортизационных расходов.....	107

2.2.6 Расчет прочих расходов .....	109
2.2.7 Расчет прибыли .....	109
2.2.8 Расчет НДС .....	110
2.2.9 Цена разработки НИР .....	110
Выводы по главе.....	110
3. Раздел «Социальная ответственность».....	113
Введение.....	113
3.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности .....	114
3.2 Производственная безопасность .....	115
3.2.1 Анализ вредных и опасных факторов.....	115
3.2.2. Мероприятия по снижению воздействия опасных и вредных факторов на исследователя .....	121
3.3 Экологическая безопасность.....	122
3.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях .....	123
Вывод по разделу .....	125
Законодательные акты .....	126
4. Improving design of the BTA drill body through analysis of forces acting on the BTA drill.....	128
4.1 BTA system.....	128
4.2 Analysis of forces acting on the BTA drill .....	130
4.3 Determine the direction of Improving the design of the drill body BTA .....	132
Список используемых источников.....	134

## **Реферат**

Выпускная квалификационная работа состоит из 137 листов., 71 рисунок, 25 таблиц, 37 источников.

**Ключевые слова:** сверло БТА, сила резания, СМП

**Объектом исследования** является процесс сверления сверлом БТА.

**Цель работы** – исследование процесса сверления глубоких отверстий сверлом БТА, анализ силы резания и провести силовой расчет корпуса сверла БТА, заложить фундамент для дальнейшего проектирования корпуса сверла БТА наиболее подходящий конструкции.

В процессе исследования проводились обзор и анализ научно-технической литературы по теме магистерской работы, формулирование цели и задач исследования. В работе проводилось исследование процесса сверления глубоких отверстий сверлом БТА. Анализируются силы резания при сверлении глубоких отверстий, рассчитаны силы для трех резания по исходным экспериментальным данным, и силы для разных конструкций сверла БТА, анализируются результаты расчета и по ним задающие рекомендаций для совершенствования конструкции сверла БТА, рассчитаны сверло на прочность. Рассчитана стоимость для выполнения ВКР. Проведен анализ БЖД.

В результате исследования совершенствования конструкции корпуса сверла БТА разными методами и выбор самого эффективного метода.

The bachelor thesis contains 137 pages, 71 figures, 25 tables, 37 sources.

Keywords: BTA drill, cutting force, undexable insert.

The object of research is the process of drilling with a BTA drill.

Purpose of the work – is studying of the process of drilling deep holes with a BTA drill, analysis of cutting force and perform mechanical calculations of the BTA

drill body, lay the foundation for the further design of the drill BTA body the most suitable design.

In the process of the study were carried out: review and analysis of scientific and technical literature on the subject of master's work, the formulation of the goals and objectives of the study. The study of the process of drilling deep holes with a BTA drill was carried out. The cutting forces are analyzed for drilling deep holes, the forces for three sets of cutting parameters are calculated according to the initial experimental data. Forces for different designs of the BTA drill and calculation results are analyzed and recommendations for improving design of the BTA drill is given. Cost of final qualification work was calculated. Manufacturing conditions were analyzed for potential hazards.

In the result of the study we improved design of the BTA drill body by various methods and the most effective method was selected.



## **Введение**

### **1) Особенности сверления глубоких отверстий**

Сверление называется глубоким в том случае, если глубина выполняемого отверстия превышает  $5d$ . Однако уже при  $l > 3d$  в случае сверления отверстий спиральными сверлами наблюдаются трудности с подводом СОЖ в зону резания и удалением стружки из отверстия, это приводит к снижению стойкости инструмента. Поэтому на практике применение инструментов для сверления глубоких отверстий обычно начинается с глубин  $>3d$ . Сверление глубоких отверстий отличается трудоемкостью и высокой сложностью. Основные трудности при этой операции заключаются: 1) в словных условиях подвода СОЖ в зону резания и отвода стружки; 2) в погрешностях размера и формы отверстий в радиальном и продольном сечениях; 3) в уводе осей отверстий. Чтобы качественно и точно сверлить глубокое сверление, очень важно обеспечить правильное направление инструмента в самом начале обработки. Для этого используют специальную кондукторную втулку или осуществляют такую процедуру по предварительно выполненному отверстию меньшего диаметра. Сверло, которое использует для глубокого сверления, нельзя вращать на полных оборотах вне самой обрабатываемой детали: это может привести к смещению режущей части с требуемой траектории. Кроме того, при сверлении глубоких отверстий с помощью длинного сверла создаются неблагоприятные условия для отвода стружки из зоны обработки, что также может привести к уводу инструмента от заданного направления.

### **2) Принцип работы сверла БТА**

БТА (Boring and Trepanning Association) является сегодня наиболее распространенной технологией, применяемой для высокоточного и производительного глубокого сверления. Сверла БТА применяют для сверления отверстий диаметром 6...180 мм и более, глубиной более  $100D$  с точностью диаметральных размеров IT7...9, уводом осей отверстий до 0,01...0,03/100 мм и шероховатостью  $Ra = 2,5$  мкм. (рис.1 сверло БТА)

Сверло БТА работает с наружной подачей СОЖ между обработанного отверстия и стенками стебля и с внутренним отводом СОЖ и стружки через отверстия в головке и стебле. Подача СОЖ производится с помощью специальных маслоприемников, которые устанавливаются на специальных

станках для обработки глубоких отверстий, обеспечивающих торцевое уплотнение между заготовкой и кондукторной втулкой(рис. 1.).

Для подачи СОЖ под большим давлением используется специальное устройство – маслоприемник. Кроме подачи СОЖ в зону резания маслоприемник выполняет следующие функции:

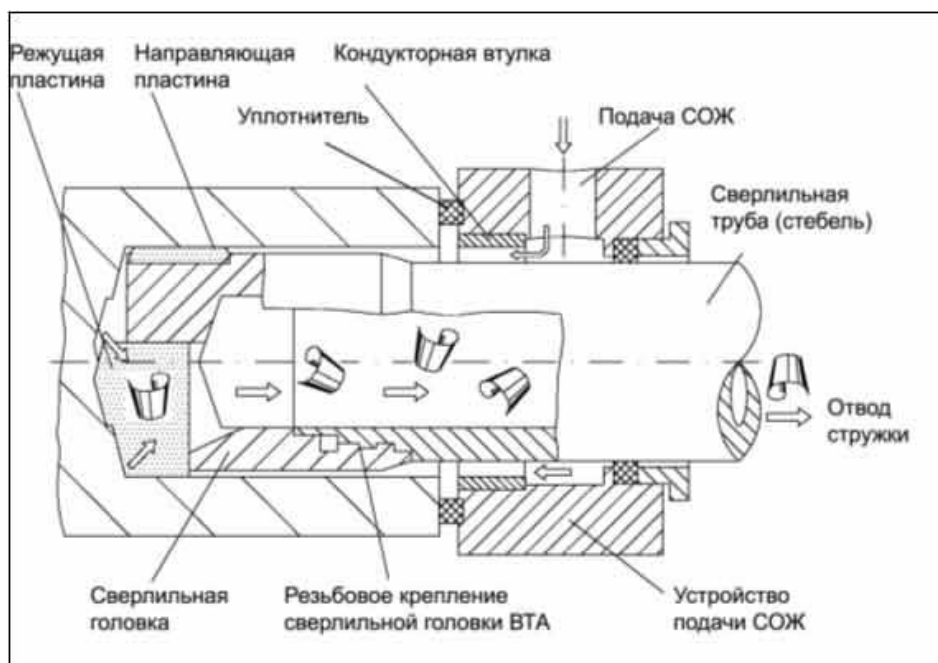
- герметизацию области резания;
- направление инструмента в начальной стадии обработки за счет кондукторной втулки;
- удержание и центровки заготовки (в исполнении с конусным зажимом)

Система ВТА (однотрубная система) - система сверления глубоких отверстий на специализированных станках для глубокого сверления. В основе данной системы лежит принцип базирования рабочей части инструмента на поверхности обработанного отверстия. Для этого в инструменте предусматривают такое расположение режущей пластины, при котором создается радиальная составляющая силы резания, прижимающая направляющие пластины инструмента к поверхностям обрабатываемого отверстия. Благодаря этому повышается точность обработки, а за счет выравнивающего действия направляющих пластин улучшается шероховатость поверхностного слоя отверстия.

Образом достигается высокое качество поверхности является возникающие радиальные режущие силы передаются с помощью направляющих пластин на стенки обрабатываемого отверстия, поверхности которого полируются под давлением. Это воздействие можно усилить с помощью конструктивных преобразований направляющих пластин(прежде всего, увеличив их длину). В результате получают поверхности высокого качества. Точность просверленного отверстия достигает квалитетов IT9–IT7.

Направляющие пластины и кондукторная втулка определяют соосность геометрической оси заготовки (для тел вращения) и получаемого отверстия в начальный момент сверления — т. н. эксцентриситет. После выхода направляющие пластины из кондукторной втулки головка самоцентрируется до окончания операции, поэтому стадия «засверливания» для эксцентриситета является определяющей. Увеличение длины направляющих пластин в данном случае улучшает этот показатель.

Кроме того, на величину эксцентриситета оказывают влияние такие параметры, как неперпендикулярность засверливаемого торца относительно оси заготовки, точность осевого позиционирования (для деталей вращения), жесткость трубы, глубина сверления и другие факторы.



Для хорошего дробления стружки на напайных твердосплавных пластинах затачиваются стружкодробящие уступы, а на механически закрепляемых твердосплавных СМП предусматриваются сферические мелкие лунки, получаемые в процессе изготовления пластины.

Хорошее деление стружки по ширине и увеличенные площади сечений входных отверстий имеют многокромочные головки фирмы «Sandvik Coronant»(рис. 2.). При этом за счет разности нагрузки на пластины, расположенные с обеих сторон оси головки, обеспечивается принцип одностороннего резания, так как в этом случае равнодействующая радиальных составляющими сил резания и трения проходит между двумя направляющими и прижимает головку к обработанной поверхности отверстия.

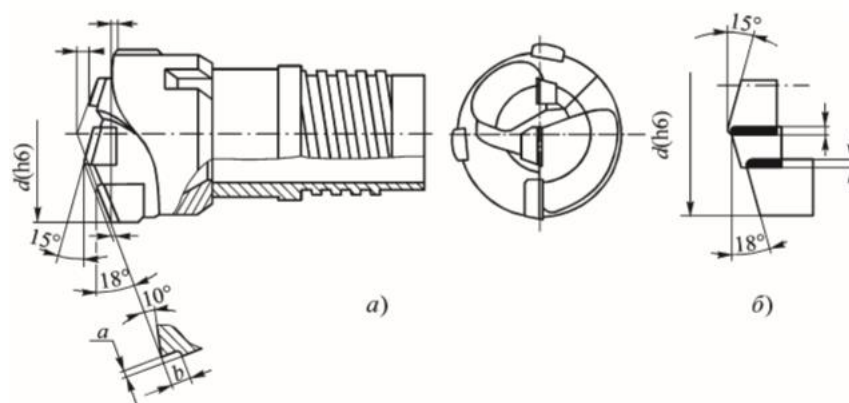


Рис. 2. Усовершенствованная напайная многолезвийная сверлильная головка БТА фирмы Sandvik Coromant(Швеция)

### 3) Строение сверла БТА

Сверло типа БТА обычно состоит из сверлильной головки 1 и стебля 2 кольцевого сечения (Рис.3), к которому головка крепится с помощью наружной или внутренней прямоугольной одно- или четырехзаходной резьбы. Центрирование головки в стебле осуществляется по двум посадочным пояскам, выполненным в стебле и на хвостовике сверлильной головки по посадке H7/f7. При сверлении СОЖ в зону резания подается под давлением через маслоприемник 3 в кольцевой зазор между стеблем и обработанным отверстием, а стружка отводится внутри стебля.

Головки БТА изготавливают различными по конструктивному исполнению: однокромочными, многокромочными, перетачиваемыми, неперетачиваемыми, с напайными(рис.4. а), или сменными режущими или направляющими пластинами(рис.4. б).

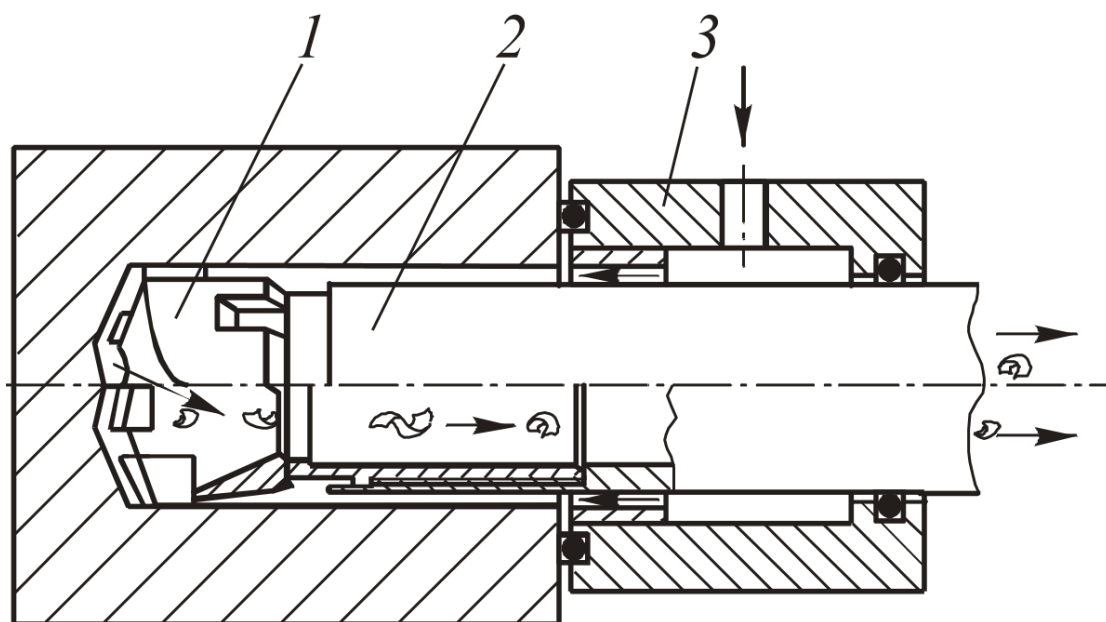


Рис. 3. Схема обработки глубокого отверстия сверлом БТА: 1-сверлильная головка; 2-стебель; 3-маслоприемник



Рис. 4. Головки БТА с напайными режущими или направляющими пластинами(а); с сменными режущими или направляющими пластинами

#### 4) Оборудование для сверления глубоких отверстий

Существуют различные компоновки станков для глубокого сверления, преобладающая часть создана для обработки отверстий в цилиндрических заготовках, которым придается вращение, а инструмент перемещается с заданной подачей, т.е. по принципу токарного типа, это обеспечивает высокую точность и производительность обработки. Но возможно обрабатывать только отверстия соосные оси заготовки.

Существуют компоновки, где вращение передается и заготовке в противоположном направлении сверла, и самому сверлу, этот вариант достигает лучших показателей точности и производительности.



Рис. 5. Станок глубокого сверления

Также применяют многошпиндельные станки глубокого сверления.

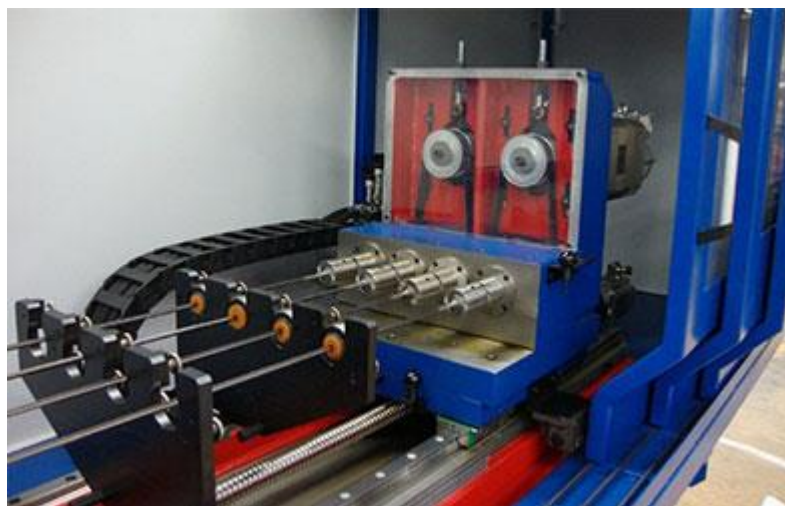


Рис. 6. Многошпиндельный станок глубокого сверления

Станки могут быть как одно, так и двухсторонними, т.е. для сверления заготовки с одной или с нескольких сторон.

Для обработки тяжелых заготовок или сверления эксцентричных отверстий используют станки, где вращение задается только инструменту.

Станки глубокого сверления выполняются как горизонтального типа, так и вертикального. Хотя вертикальный тип может сверлить заготовки сравнительно небольшой длины имеет некоторые преимущества. Так

инструмент в вертикальной компоновке не подвергается изгибающим усилиям от собственного веса.

Существуют станки глубокого сверления вертлюжного типа, здесь заготовка устанавливается в полый шпиндель называемый вертлюг, в силу того, что его нельзя сильно вращать, применение в основном получил в деталях, которым нельзя задавать большие крутящие моменты. Принцип схож со станками токарного типа.

Станки для глубокого сверления могут иметь самые различные компоновки, они относятся к группе специальных станков. Также они могут выполнять и операции растачивания отверстия.

Станки занимают большое пространство в цехе, требуют особого внимания к сбору и охлаждению СОЖ, обеспечению высокого давления СОЖ, сбору стружки и т.д. Необходимо учитывать, что в случае неисправности такой станок трудно заменить каким-либо другим, надо быть предусмотрительным и принять меры по этому поводу заранее, возможно приобретение второго подобного станка, заручиться гарантийной поддержкой производителя или поставщика станка, а также проведение каких-либо других мероприятий.

# **1. Исследовательский раздел**

## **1.1. Обзор литературы**

### **Введение**

Для проектирования корпуса сварла БТА наиболее подходящий конструкции с точки зрения его прочности, жесткости, лучшего подвода СОЖ и отвода стружки необходимо определить систему сил, действующих на сверло БТА. С целью получения достаточного запаса знания и хорошего понимания методов о расчете составляющих сил при сверлении сверлом БТА, мы рассмотрели различные методы и написали этот обзор.

Целью данной работы является изучение различных методов расчета составляющих сил при сверлении сверлом БТА, рассмотрение систем сил, действующих на сверло БТА.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Изучить различные источники о расчете составляющих силы резания при сверлении сверлом БТА.
2. Рассмотреть схемы, формулы, и провести их анализ.
3. Сравнить разные методы расчета и написать обзор.

Силы, действующие на сверло БТА, разделяются на 3 вида: сила резания, сила трения и сила реакции опоры. Существует 3 вида сил резания: радиальная сила, касательная сила и осевая сила. Сила реакции опоры является силой, действующей на направляющие пластины и внутреннюю стену отверстия. Сила трения представляет собой силу, которая возникает при вращении направляющих пластин относительно к отверстию и относительное движение направляющих пластин по оси. Система сил, действующих на сверло БТА, показана на рис. 1.1 [1,с13-17].



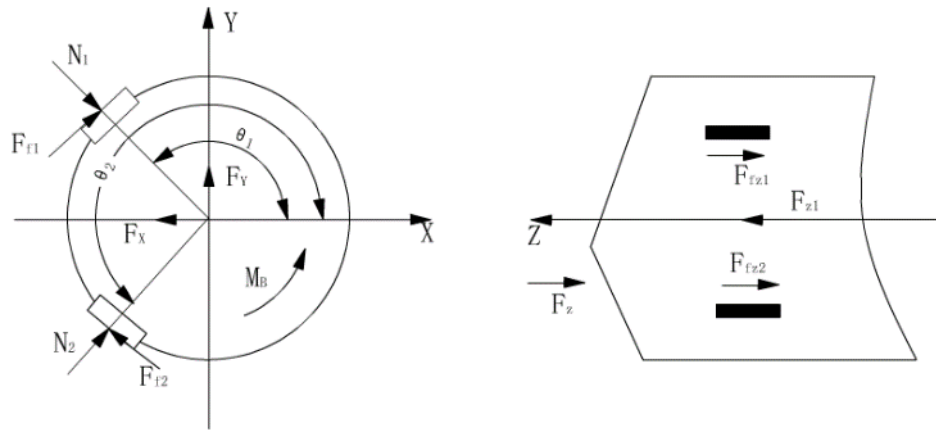


Рис. 1.1. Механическая модель сверла БТА

Поскольку сила резания является более сложной, ее необходимо разумно упростить. После упрощения можно получить следующее уравнение. Сбалансирован по оси X, то есть  $\sum F(x)=0$ , получают:

$$F_x + N_1 \cos \theta_1 - F_{f1} \sin \theta_1 + N_2 \cos \theta_2 - F_{f2} \sin \theta_2 = 0 \quad (1.1)$$

Сбалансирован по оси Y, то есть  $\sum F(y)=0$ , получают:

$$F_y - N_1 \sin \theta_1 + F_{f1} \cos \theta_1 + N_2 \sin \theta_2 + F_{f2} \cos \theta_2 = 0 \quad (1.2)$$

Сбалансирован по оси Z, то есть  $\sum F(z)=0$ , получают:

$$F_z + F_{fz1} + F_{fz2} - F_{z1} = 0 \quad (1.3)$$

Сбалансирован крутящий момент, то есть  $\sum M=0$ , получают:

$$F_z L + F_{f1} \frac{d_0}{2} + F_{f2} \frac{d_0}{2} - M_B = 0 \quad (1.4)$$

где  $F_{f1} = \mu N_1$ ,  $F_{f2} = \mu N_2$ ;

$F_x$  – главная сила резания;

$F_y$  – радиальная сила;

$F_z$  – осевая сила;

$F_{z1}$  – осевая сила, действующая на конце сверла;

$M_B$  – крутящий момент;

$L$ , – плечо силы;

$N_1, N_2$  – сила реакции опоры.

Распределения, формы и размеры направляющих пластин оказывают большое влияние на механическое исследование сверления сверлом БТА. Поскольку направляющая пластина обладает эффектом самонаправления при обработке, он является важным фактором для поддержания стабильности и качества обработки поверхности, что имеет большое значение для его механических исследований.

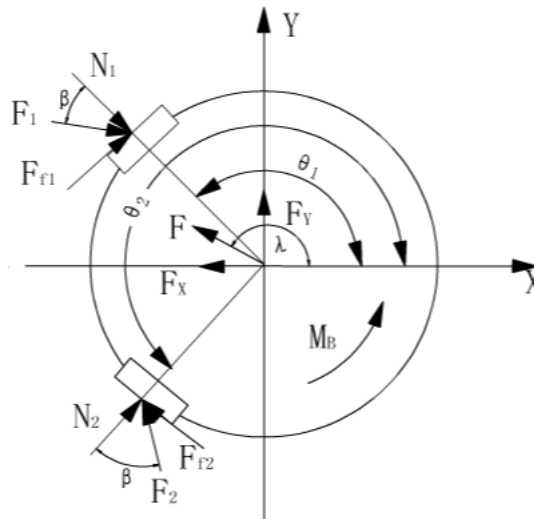


Рис. 1.2. Упрощенная система сил, действующих на направляющие пластин

На рис. 1.2 показана упрощенная система сил, действующих на направляющие пластин. На 1 пластине действуют сила реакции опоры  $N_1$  и сила трения  $F_{f1}$ . На 2 пластине действуют сила реакции опоры  $N_2$  и сила трения  $F_{f2}$ , где  $F_1$  – равнодействующая сила, действующей на направляющей пластине 1;  $F_2$  – равнодействующая сила, действующей на направляющей пластине 2;  $F$  – равнодействующая сила  $F_x$  и  $F_y$ .

Получают следующую формулу:

$$\bar{F}_1 = \bar{N}_1 + \mu \bar{F}_{f1} \quad \bar{F}_2 = \bar{N}_2 + \mu \bar{F}_{f2} \quad (1.5)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения.

Из-за равновесия радиальной силы, получают  $\sum F_x = 0, \sum F_y = 0$ , то есть

$$F \cos \lambda - F_1 \cos(\theta_1 + \beta) + F_2 \cos(\theta_2 + \beta) = 0 \quad (1.6)$$

$$-F \sin \lambda + F_1 \cos(\theta_1 + \beta) - F_2 \cos(\theta_2 + \beta) = 0 \quad (1.7)$$

Рассчитывают формулу 1.6 и формулу 1.7, получают:

$$F_1 = \frac{F[\sin \lambda \cos(\theta_2 + \beta) - \cos \lambda \sin(\theta_2 - \beta)]}{\sin(\theta_1 - \beta) \cos(\theta_2 + \beta) - \cos(\theta_1 + \beta) \sin(\theta_2 - \beta)} = \frac{F \sin(\lambda - \theta_2 - \beta)}{\sin(\theta_1 - \theta_2)} \quad (1.8)$$

$$F_2 = \frac{F[\cos \lambda \sin(\theta_1 + \beta) - \sin \lambda \cos(\theta_1 + \beta)]}{\sin(\theta_2 + \beta) \cos(\theta_1 + \beta) - \cos(\theta_2 + \beta) \sin(\theta_1 + \beta)} = \frac{F \sin(\lambda - \theta_1 - \beta)}{\sin(\theta_1 - \theta_2)} \quad (1.9)$$

Силы реакции опоры, действующую на направляющую пластину,  $N_1, N_2$  рассчитывают по формуле:

$$N_1 = F_1 \cos \beta \quad N_2 = F_2 \cos \beta \quad (1.10)$$

Угол  $\beta$  обычно составляет  $5^\circ$ , при наличии жидкой пленки этот угол будет меньше, и им обычно пренебрегают. Из-за равновесия крутящего момента получают:

$$M_B = M_S + M_\mu \quad (1.11)$$

где  $M_B$  –ведущий момент;  $M_S$  –крутящий момент;  $M_\mu$  –момент трения.

$$M_B = M_S + M_\mu = \frac{D \times f \times a_p \times K_{cfz}}{2000} \left( 1.17 - \frac{a_p}{D} \right) \quad (1.12)$$

где  $D$  – диаметр головы сверла БТА;  $f$  – подача;  $a_p$  – глубина резания;  $K_{cfz}$  – сила резания, действующая на режущую кромку. Рассчитывают по следующей формуле:

$$K_{cfz} = K_{c0.4} \left( \frac{0.4}{f \times \sin K_r} \right)^{0.29} \times \left( 1 - \frac{6 - \gamma_n}{100} \right) \quad (1.13)$$

где  $K_{c0.4}$  – сила резания при глубине резания равной 0.4.

В итоге получают:

1. При  $(\theta_1, \theta_2) = 90^\circ$ ,  $F_1, F_2$  – самый маленький. При  $\lambda = 90^\circ$ ,  $F_1$  – отрицательная величина, в этом случае сверление не сбалансировано.
2. При  $(\theta_1, \theta_2) = 180^\circ$ ,  $F_1, F_2$  – приближается к бесконечности, в этом случае сверло БТА не может быть сбалансировано.
3. При  $(\theta_1, \theta_2) > 180^\circ$ ,  $F_1, F_2$  – отрицательная величина, то есть сила, действующая на направляющую пластину, является растягивающей силой. Такой случай нереален.

4. При  $(\theta_1, \theta_2)$  в интервале  $90^\circ \sim 180^\circ$ , тогда  $F_1, F_2$  — положительная величина, в этом случае сверление сбалансировано.

Кроме того, при проектировании направляющей пластины должны соблюдаться некоторые принципы. Необходимо минимизировать трение на направляющей пластине. Результирующая сила двух направляющих пластин должна поддерживать сверло. Следует обеспечить стабильность сверла в процессе обработки, то есть обеспечить равномерный износ двух направляющих пластин.

Согласно [2, с16-20], расчет инструментов с определенностью базирования предусматривает, прежде всего, определение углов расположения лезвий и направляющих в соответствии со следующими требованиями.

1. Расположение лезвий инструмента должно быть таким, чтобы сумма возникающих на лезвиях составляющих силы резания обеспечивала устойчивое в поперечном сечении отверстия положение инструмента.

2. Направляющие инструмента должны располагаться таким образом, чтобы перекрывался угол, в пределах которого может находиться вектор радиальной составляющей силы резания, прижимающий режущую часть инструмента к поверхности обработанного отверстия. При этом усилия прижима направляющих должны быть такими, чтобы обеспечивалось выглаживание поверхностей отверстий, а направляющие подвергались небольшому и одинаковому износу.

Для оценки поперечной устойчивости инструментов с определенностью базирования предложено использовать коэффициент устойчивости

$$S = \sum M_s / \sum M_k, \quad (1.14)$$

где  $\sum M_s$  — сумма восстанавливающих моментов;  $\sum M_k$  — сумма опрокидывающих моментов.

Восстанавливающие моменты относительно одной из направляющих стремятся прижать вторую направляющую к поверхности обработанного отверстия, а опрокидывающие — наоборот, оторвать ее.

Если  $S > 1$ , то равновесие является устойчивым, если  $S < 1$  — равновесие отсутствует, а в случае  $S = 0$  — равновесие безразличное.

В связи с тем что у инструментов с определенностью базирования имеется, как правило, две направляющие, то коэффициент устойчивости рассчитывают относительно каждой из них ( $S_1$  и  $S_2$ ). Затем из этих значений выбирают наименьшее как обеспечивающее худшие условия базирования инструмента.

При расчете коэффициента устойчивости сверла БТА систему сил, действующих в поперечном сечении головки, упрощают. Для этого силы, расположенные слева и справа от оси головки, представляют в виде двух сил, приложенных в центре головки,—горизонтальной  $F_{hor}$  и вертикальной  $F_{ver}$ , а также крутящего момента резания  $M_s$  (рис. 1.3):

$$F_{hor} = R_1 \sin \delta_1 + R_2 \sin \delta_2 - F_1 \cos \delta_1 - F_2 \cos \delta_2; \quad (1.15)$$

$$F_{ver} = -F_1 \sin \delta_1 - F_2 \sin \delta_2 - R_1 \cos \delta_1 - R_2 \cos \delta_2; \quad (1.16)$$

$$M_B = M_s + R_1 r_N + R_2 r_N. \quad (1.17)$$

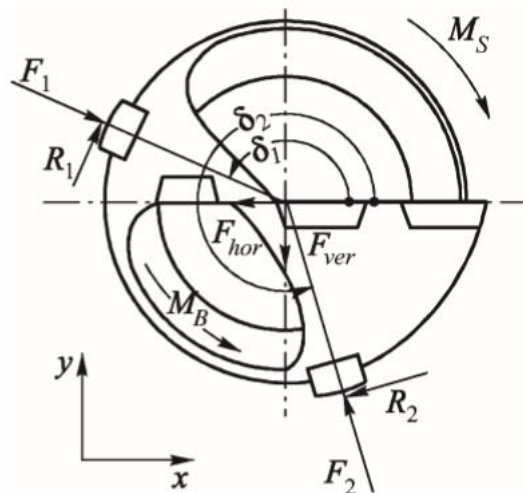


Рис. 1.3. Упрощенная система сил, действующих в поперечном сечении многолезвийной сверлильной головки БТА

Далее по формулам, приведенным на рис. 1.4, определяют суммы восстанавливающих и опрокидывающих моментов, а затем рассчитывают значения коэффициентов устойчивости для каждой из двух направляющих сверлильной головки.

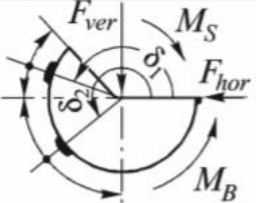
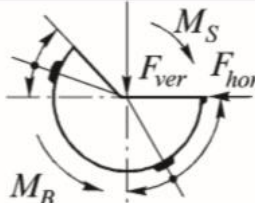
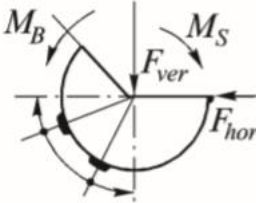
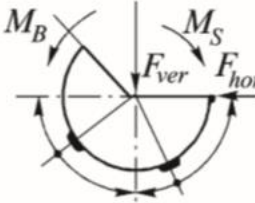
 <p> <math>110^\circ &lt; \delta_1 &lt; 180^\circ</math>  <math>180^\circ &lt; \delta_2 &lt; 270^\circ</math> </p> <p> <math>M_{S_1} = F_{hor} \cdot r_N \sin \delta_1 -</math>  <math>- F_{ver} \cdot r_N \cos \delta_1 + M_S;</math>  <math>M_{K_1} = M_B;</math>  <math>M_{S_2} = M_B - F_{hor} \cdot r_N \sin \delta_2;</math>  <math>M_{K_2} = M_S - F_{ver} \cdot r_N \cos \delta_2</math> </p>	 <p> <math>110^\circ &lt; \delta_1 &lt; 180^\circ</math>  <math>270^\circ &lt; \delta_2 &lt; 360^\circ</math> </p> <p> <math>M_{S_1} = M_S - F_{ver} \cdot r_N \cos \delta_1 +</math>  <math>+ F_{hor} \cdot r_N \sin \delta_1;</math>  <math>M_{K_1} = M_B;</math>  <math>M_{S_2} = M_B + F_{ver} \cdot r_N \cos \delta_2 - F_{hor} \cdot r_N \sin \delta_2;</math>  <math>M_{K_2} = M_S</math> </p>
 <p> <math>180^\circ &lt; \delta_1 &lt; 270^\circ</math>  <math>180^\circ &lt; \delta_2 &lt; 270^\circ</math> </p> <p> <math>M_{S_1} = M_S - F_{ver} \cdot r_N \cos \delta_1;</math>  <math>M_{K_1} = M_B - F_{hor} \cdot r_N \sin \delta_1;</math>  <math>M_{S_2} = M_B - F_{hor} \cdot r_N \sin \delta_2;</math>  <math>M_{K_2} = M_S - F_{ver} \cdot r_N \cos \delta_2</math> </p>	 <p> <math>180^\circ &lt; \delta_1 &lt; 270^\circ</math>  <math>270^\circ &lt; \delta_2 &lt; 360^\circ</math> </p> <p> <math>M_{S_1} = M_S - F_{ver} \cdot r_N \cos \delta_1;</math>  <math>M_{K_1} = M_B - F_{hor} \cdot r_N \sin \delta_1;</math>  <math>M_{S_2} = F_{ver} \cdot r_N \cos \delta_2 - F_{hor} \cdot r_N \sin \delta_2 + M_B;</math>  <math>M_{K_2} = M_S</math> </p>

Рис. 1.4. Формулы для расчета восстанавливающих  $M_S$  и опрокидывающих  $M_K$  моментов в зависимости от углов  $\delta_1$  и  $\delta_2$  расположения направляющих.

Разделение различных сил, действующих на сверло БТА, затруднено из-за их взаимозависимого действия [3, с13-17]. Всего 23 отдельных силы, которые действуют одновременно на сверло во время сверления.

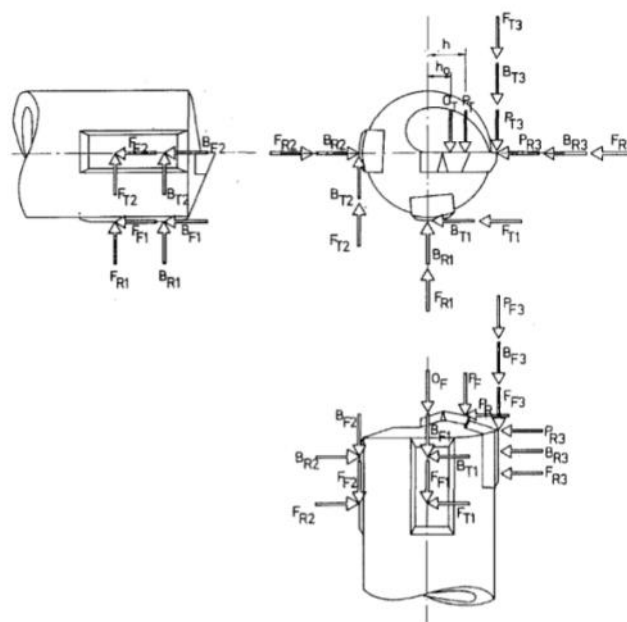


Рис. 1.5. Силы, действующие на сверло БТА во время сверления

Упрощенная система сил, действующих на сверло БТА во время сверления, может быть показана на рисунке 1.5. Система сил упрощена путем разделения действующих сил на четыре основные группы, таблица 1.1.

Таблица 1.1. Упрощенная система сил

Силовые группы	Индекс	Описание
1. Силы резания	$P_T, P_F, P_R$	Силы, возникающие на режущих кромках.
2. Полирующие силы	$B_T, B_F, B_R$	Силы действуют спереди каждой направляющей пластины и на поверхности контакта периферийной режущей пластины.
3. Силы трения	$F_T, F_F, F_R$	между инструментом и заготовкой возникают большие силы трения.
4. Гидравлические силы	$O_T, O_F$	Силы, вызванные циркуляцией масла при высоких давлениях и расходах

Индексы Т, F и R описывают направление сил: F осевое, Т касательное и R радиальное.

Силы, возникающие в процессе сверления, могут быть упрощены до трех основных действующих сил на пластинах: осевая сила (сила подачи), радиальная сила и касательная сила (сила резания). Силы, представленные на рисунке 1.6 а) и б), определены как компоненты по осям X, Y и Z, которые представляют осевую  $F_z$ , радиальную  $F_r$  и касательную  $F_t$  силу. В отличие от осевой силы, представленной в модели силы Гриффитса, осевая сила, показанная на рисунке бб), указана с Z вместо F для подачи. Это поясняет, как действует осевая сила, а не путает осевую силу с силой трения.

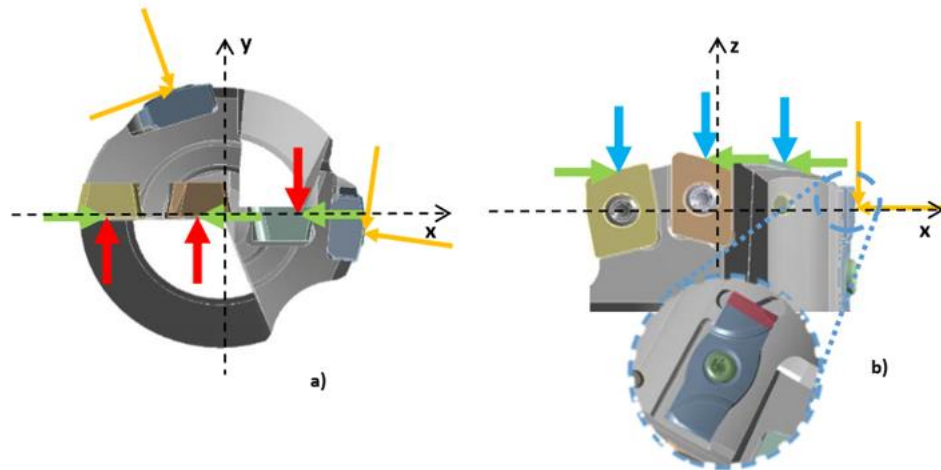


Рис. 1.6. а) радиальные (зеленые стрелки) и касательные (красные стрелки) силы, действующие на режущие пластины. б) радиальные (зеленые стрелки) и осевые силы (синие стрелки), действующие на режущие пластины. Желтые стрелки, а) и б), иллюстрируют силы, действующие на направляющие пластины, красная отмеченная область показывает, где сила действует на направляющие пластины во время сверления.

Осевое усилие, уравнение (1.18), возникает при подаче инструмента в заготовку, вызывая противоположную силу, силу подачи. Упрощенно, распределение сил на каждой пластине зависит от двух особенностей режущей кромки, ширины резания и угла ввода каждой пластины:

$$F_z = 0,65 \cdot k_c \cdot f \cdot a_n \cdot \sin \alpha_n \quad (1.18)$$

где  $k_c$  – удельная сила резания,  $f$  – подача,  $\alpha_n$  – угол входа, где индекс n представляет собой номер режущей кромки. Эмпирический коэффициент 0,65 учитывает силы трения, создаваемые направляющими пластинами. Формула для осевой силы без влияния направляющих пластин умножаются на меньший эмпирический коэффициент.



Удельная сила резания касательная сила  $F_t$ , Уравнение (1.19) показало основная сила резания, действующей на пластину, и она называется силой резания  $F_c$ .

$$F_t = F_c = k_c \cdot f \cdot a_n \quad (1.19)$$

Удельная сила резания,  $k_c$ , определяется как касательная сила, необходимая для резки стружки с поперечным сечением в один квадратный миллиметр эффективной силы резания, деленной на теоретическую площадь стружки. Удельная сила резания, Уравнение (1.20), является измерением обрабатываемости для определенной области с определенным передним углом и толщиной стружки.

$$k_c = k_{c1} \cdot h_m^{-m_c} \cdot (1 - \frac{\gamma_0}{100}) \quad (1.20)$$

где  $k_{c1}$  - поправочный коэффициент удельной силы резания. Это сила, необходимая для обрезки стружки площадью  $1 \text{ мм}^2$  при средней толщине стружки 1 миллиметра, средней толщине стружки в мм,  $\gamma_0$  переднего угла, а  $m_c$  - это постоянная, не зависящая от материала, которая описывает увеличение удельной силы резания.

На рисунке 1.7 показана система силы резания сверла БТА [4, с524-525]. Система силы резания включает в себя сила от режущей пластины в точке А и двух направляющих пластин в точках В и С. Система сил резания сбалансирована в радиальном направлении, поэтому радиальная сила возбуждения  $f(t)$  на инструменте может быть выражена как:

$$f(t) = f_A + f_B + f_C \quad (1.21)$$

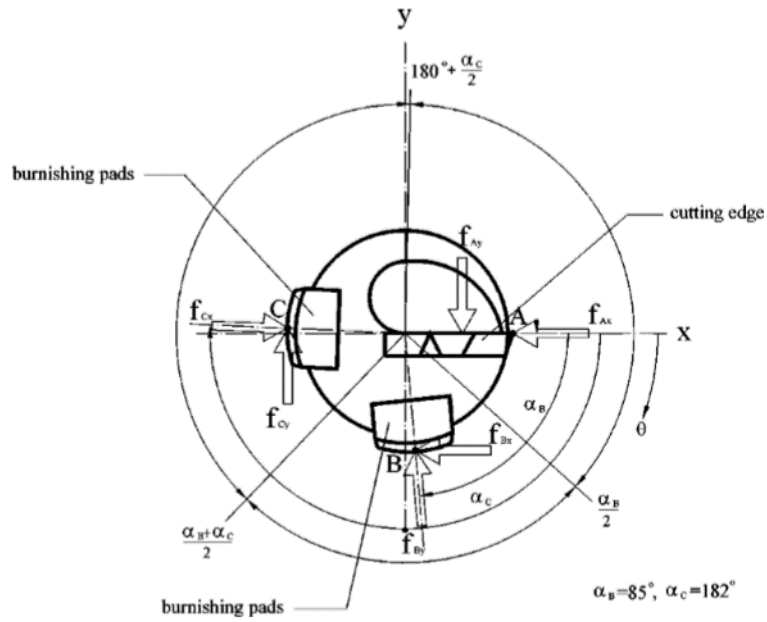


Рис.1.7. Система силы резания сверла БТА

Традиционно, сила резания определялась относительно площади снимаемого слоя или глубины резания, если ширина резания поддерживалась постоянной. Этот нелинейный силовой механизм практически не дает физического понимания системы, когда используется непосредственно в качестве силы возбуждения на валу инструмента. Здесь выбирается отступ от реального механизма силы резания, в котором сила разлагается на гармонические составляющие. Матин и Рахман были первыми, кто рассматривал силу как ряд Фурье.

$$f_A = \frac{a_{0A}}{2} + \sum_{m=1}^{\infty} \{ [a_{mA} \cos(m\theta) + b_{mA} \sin(m\theta)] e^{jm\omega(t - \frac{z}{C_w})} \} \quad (1.22)$$

$$f_B = \frac{a_{0B}}{2} + \sum_{m=1}^{\infty} \{ [a_{mB} \cos m(\theta + \alpha_B) + b_{mB} \sin m(\theta + \alpha_B)] e^{jm\omega(t - \frac{z}{C_w})} \} \quad (1.23)$$

$$f_C = \frac{a_{0C}}{2} + \sum_{m=1}^{\infty} \{ [a_{mC} \cos m(\theta + \alpha_C) + b_{mC} \sin m(\theta + \alpha_C)] e^{jm\omega(t - \frac{z}{C_w})} \} \quad (1.24)$$

где  $m$  – число гармоники;  $a_{0A}$ ,  $a_{0B}$ ,  $a_{0C}$ ,  $a_{mA}$ ,  $a_{mB}$ ,  $a_{mC}$ ,  $b_{mA}$ ,  $b_{mB}$ ,  $b_{mC}$  – коэффициенты Фурье;  $j = \sqrt{-1} = \pi/2$ ;  $t$  – время;  $\omega$  – угловая скорость инструмента;  $C_w = \sqrt{E/\rho}$  – скорость волны в заготовке;

На основе уравнения 1.22-1.24 силы  $f_{Ax}$ ,  $f_{Ay}$ ,  $f_{Bx}$ ,  $f_{By}$ ,  $f_{Cx}$ ,  $f_{Cy}$  могут быть выражены гармоническими функциями следующим образом:

$$f_{Ax} = \frac{a_{0A}}{2} + \sum_{m=1}^{\infty} \left[ a_{mA} \cos(m\theta) e^{jm\omega\left(t - \frac{z}{c_w}\right)} \right] \quad (1.25)$$

$$f_{Ay} = \sum_{m=1}^{\infty} \left[ b_{mA} \sin(m\theta) e^{jm\omega\left(t - \frac{z}{c_w}\right)} \right] \quad (1.26)$$

$$f_{Bx} = \frac{a_{0B}}{2} + \sum_{m=1}^{\infty} \left[ a_{mB} \cos m(\theta + \alpha_B) e^{jm\omega\left(t - \frac{z}{c_w}\right)} \right] \quad (1.27)$$

$$f_{By} = \sum_{m=1}^{\infty} [b_{mB} \sin m(\theta + \alpha_B)] e^{jm\omega\left(t - \frac{z}{c_w}\right)} \quad (1.28)$$

$$f_{Cx} = \frac{a_{0C}}{2} + \sum_{m=1}^{\infty} \left[ a_{mC} \cos m(\theta + \alpha_C) e^{jm\omega\left(t - \frac{z}{c_w}\right)} \right] \quad (1.29)$$

$$f_{Cy} = \sum_{m=1}^{\infty} \left[ b_{mC} \sin m(\theta + \alpha_C) e^{jm\omega\left(t - \frac{z}{c_w}\right)} \right] \quad (1.30)$$

Интегрирование уравнений 1.25-1.30 в среднем положении между любыми двумя режущими кромками  $a_{mA}$ ,  $a_{mB}$ ,  $a_{mC}$ ,  $b_{mA}$ ,  $b_{mB}$ ,  $b_{mC}$  определяются коэффициенты Фурье:

$$a_{mA} = \frac{1}{\pi} \int_{-(360^\circ - \frac{\alpha_C}{2})}^{\frac{\alpha_B}{2}} f_{Ax} \cos(m\theta) d\theta = \frac{f_{Ax}}{m\pi} \left[ \sin m\left(\frac{\alpha_B}{2}\right) + \sin m\left(\frac{360^\circ - \alpha_C}{2}\right) \right] \quad (1.31)$$

$$b_{mA} = \frac{1}{\pi} \int_{-(360^\circ - \frac{\alpha_C}{2})}^{\frac{\alpha_B}{2}} f_{Ay} \sin(m\theta) d\theta = \frac{f_{Ay}}{m\pi} \left[ \cos m\left(\frac{360^\circ - \alpha_C}{2}\right) + \cos m\left(\frac{\alpha_B}{2}\right) \right] \quad (1.32)$$

$$a_{mB} = \frac{1}{\pi} \int_{\frac{\alpha_B}{2}}^{\frac{\alpha_B + \alpha_C}{2}} f_{Bx} \cos m(\theta + \alpha_B) d\theta = \frac{f_{Bx}}{m\pi} \left[ \sin m\left(\frac{3\alpha_B - \alpha_C}{2}\right) - \sin m\left(\frac{3\alpha_B}{2}\right) \right] \quad (1.33)$$

$$b_{mB} = \frac{1}{\pi} \int_{\frac{\alpha_B}{2}}^{\frac{\alpha_B + \alpha_C}{2}} f_{By} \sin m(\theta + \alpha_B) d\theta = \frac{f_{By}}{m\pi} \left[ \cos m\left(\frac{3\alpha_B}{2}\right) - \cos m\left(\frac{3\alpha_B - \alpha_C}{2}\right) \right] \quad (1.34)$$

$$a_{mC} = \frac{1}{\pi} \int_{\frac{\alpha_B + \alpha_C}{2}}^{360^\circ + \frac{\alpha_C}{2}} f_{Cx} \cos m(\theta + \alpha_C) d\theta = \frac{f_{Cx}}{m\pi} \left[ \sin m\left(\frac{360^\circ + 3\alpha_C}{2}\right) - \sin m\left(\frac{\alpha_B + 3\alpha_C}{2}\right) \right] \quad (1.35)$$

$$b_{mC} = \frac{1}{\pi} \int_{\frac{\alpha_B + \alpha_C}{2}}^{360^\circ + \frac{\alpha_C}{2}} f_{Cy} \sin m(\theta + \alpha_C) d\theta = \frac{f_{Cy}}{m\pi} \left[ \cos m\left(\frac{\alpha_B + 3\alpha_C}{2}\right) - \cos m\left(\frac{360^\circ + 3\alpha_C}{2}\right) \right] \quad (1.36)$$

Постоянные члены уравнений 1.25, 1.27 и 1.29 могут быть получены путем установки  $m=0$  в уравнениях 1.31, 1.33, 1.35. которые дают:

$$\frac{a_{0A}}{2} = \frac{f_{Ax}}{2\pi} \left( \pi + \frac{\alpha_B - \alpha_C}{2} \right) \quad (1.37)$$

$$\frac{a_{0B}}{2} = \frac{f_{Bx}}{2\pi} \left( \frac{\alpha_C}{2} \right) \quad (1.38)$$

$$\frac{a_{0C}}{2} = \frac{f_{Cx}}{2\pi} \left( \pi - \frac{\alpha_B}{2} \right) \quad (1.39)$$

Уравнения 1.21 и 1.22 - 1.24 описывают силу возбуждения  $f(z, t)$  в гармонической форме.

Следовательно, радиальная возбуждающая сила строится как:

$$f(z, t) = \frac{a_{0A} + a_{0B} + a_{0C}}{2} + \sum_{m=1}^{\infty} \{ [a_{mA} \cos m(\omega t) + b_{mA} \sin m(\omega t) + a_{mB} \cos m(\omega t + \alpha_B) + b_{mB} \sin m(\omega t + \alpha_B) + a_{mC} \cos m(\omega t + \alpha_C) + b_{mC} \sin m(\omega t + \alpha_C)] e^{jm\omega(t - \frac{z}{c_w})} \} \quad (1.40)$$

где коэффициенты Фурье  $a_{0A}, a_{0B}, a_{0C}, a_{mA}, a_{mB}, a_{mC}, b_{mA}, b_{mB}, b_{mC}$  определяются по формулам. 1.31-1.39.

Смещение инструмента и деформация расточной штанги состоят из постоянной составляющей, которая соответствует нормальному состоянию резания без вибрации, и флуктуационной составляющей [5, с195-198]. В этой главе рассматривается только компонент флуктуации. Расточная штанга рассматривается как симметричная равномерная балка. Также сделаны следующие предположения:

- (1) Крутильные вибрации незначительны.
- (2) Влияние осевых сил незначительно.
- (3) Влияние смазочного масла незначительно.
- (4) Внешние опоры расточной штанги могут быть смоделированы как распределенные пружины и вязкие демпферы.

Условия внешней поддержки расточной штанги различаются в зависимости от местоположения. Сверлильный стержень разделен на семь элементов, каждый из которых имеет уникальное внешнее условие поддержки, как показано на рис. 1.8.

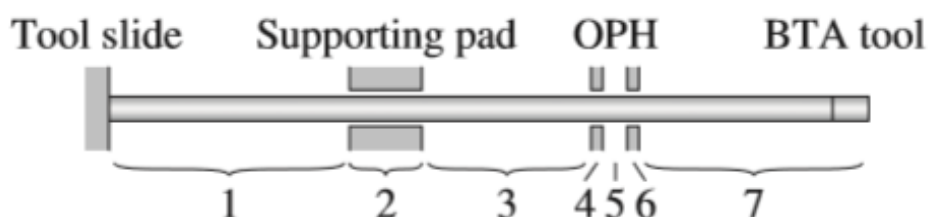


Рис.1.8. Балочные элементы расточной штанги.

Элемент 1 соответствует частям от основания к опорной площадке. Элемент 2 соответствует частям в пределах опорной площадки и находится в контакте с пластиковым подшипником. Элемент 3 соответствует частям от опорной площадки к ОРН(головка масляного давления). Элементы 4, 5 и 6 соответствуют деталям внутри ОРН, а элементы 4 и 6 находятся в контакте с сальниками. Элемент 7 соответствует части от ОРН до конца расточной штанги. Рассмотрим изгибную плоскость одного из элементов балки. Как показано на рис. 1.9. координат  $z$  представляет положение вдоль вертикальной оси. Если поперечное смещение балки будет равно  $u(z, t)$ , уравнение движения элемента балки становится следующим уравнением:

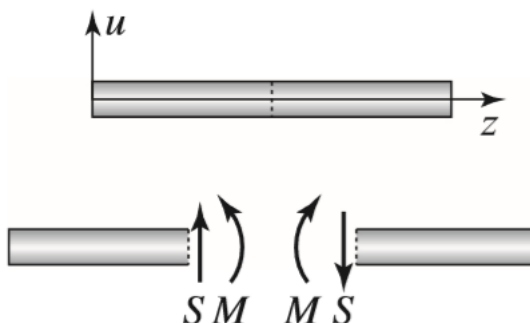


Рис. 1.9. Элемент балки

$$\rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + c \frac{\partial u}{\partial t} + ku + EI \frac{\partial^4 u}{\partial z^4} = 0 \quad (1.41)$$

где  $t$  – время;  $\rho$ ,  $E$ ,  $A$  и  $I$  представляют плотность, модуль продольной упругости, площадь сечения и площадь момента инерции расточной штанги; Кроме того,  $k$  и  $c$  представляют распределенную пружинную постоянную и распределенный коэффициент вязкого демпфирования для внешней опоры; Эти параметры варьируются в зависимости от условий поддержки. Изгибающий момент  $M$  и сила сдвига  $S$ , показанные на рис. 1.9, представлены следующим образом:

$$M = EI \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \quad (1.42)$$

$$S = -EI \frac{\partial^3 u}{\partial z^3} \quad (1.43)$$

Головка сверла БТА крепится к концу расточной оправки. Рабочий материал вращается с постоянной угловой скоростью  $\omega$ , и инструмент подается

в осевом направлении с постоянной скоростью. Рассмотрим силу, действующую на инструмент в плоскости  $xu$ , которая перпендикулярна к оси вращения.

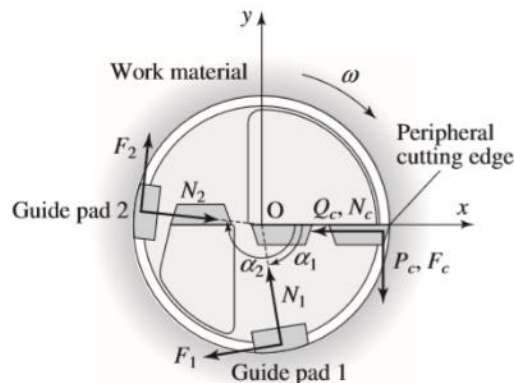


Рис. 1.10. Силы, действующие на сверло БТА.

На рис. 1.10 показано положение режущих кромок и направляющих пластин, а также сила, действующая на инструмент с помощью обрабатываемого материала. Периферийная режущая пластина расположена на оси  $x$ . Сверло БТА имеет две направляющие пластины, расположены на расстоянии около  $90^\circ$  и  $180^\circ$  от периферийной режущей пластины. Они пронумерованы как  $i = 1, 2$  в порядке расположения от периферийной режущей пластины. Угол по часовой стрелке точки контакта направляющей  $i$  от оси  $x$  обозначен  $\alpha_i$ . Сверло подвергается воздействию силы рабочего материала через периферийные режущие кромки и направляющие пластины. Периферийная режущая кромка подвергается воздействию силы резания. Кроме того, периферийная режущая кромка и направляющие пластины находятся в контакте с отверстием и подвергаются контактному усилию. Соответственно основная сила резания и радиальная сила резания представлены  $P_c$  и  $Q_c$ . Нормальная сила и сила трения, действующая на режущую кромку, представлены  $N_c$  и  $F_c$  соответственно. Кроме того, нормальная сила и сила трения, действующие на направляющую пластину  $i$ , представлены  $N_i$  и  $F_i$ . Следующие предположения сделаны при моделировании инструмента:

- (1) Сверло можно рассматривать как точечную массу.
- (2) Сила резания пропорционально смещению сверла в направлении  $x$ .
- (3) Нормальная сила может быть смоделирована как линейная пружина и линейный вязкий демпфер. Трение - это кулоновское трение.

- (4) Состояние контакта между режущей кромкой / направляющими и рабочим материалом является точечным контактом в плоскости  $xу$ .

Пусть смещение инструмента в направлениях  $x$  и  $y$  будет  $x_E(t)$  и  $y_E(t)$  соответственно. Они соответствуют смещению конца расточной штанги. Если скорость подачи инструмента за оборот равна  $\delta$ , изменение области резания представляется как  $\delta \cdot x_E(t)$ . Следовательно, если сила резания на единицу площади (удельная сила резания) равна  $K_c$ , а отношение радиальной силы резания к основной силе резания равно  $b$ , то вариации первичной и радиальной сил резания становятся следующими:

$$P_C = K_C \delta x_E(t) \quad (1.44)$$

$$Q_C = b P_C \quad (1.45)$$

Если длина контакта между режущей кромкой и материалом заготовки в осевом направлении равна  $n_c \delta$ , то режущая кромка находится в контакте с материалом на  $n_c$  участках поверхности отверстия, которые были вырезаны в разное время. Времена, когда эти области были вырезаны, представлены как  $t - 2\pi l / \omega$  за  $l = 1, \dots, n_c$ . Следовательно, если постоянная пружины и коэффициент демпфирования на единицу длины равны  $k_c$  и  $C_c$ , а коэффициент кинетического трения равен  $\mu_c$ , то нормальная сила и сила трения между режущей кромкой и материалом заготовки представляются следующим образом:

$$\begin{aligned} N_C &= \sum_{l=1}^{n_c} \left\{ k_c \delta \left[ x_E(t) - x_E \left( t - \frac{2\pi l}{\omega} \right) \right] + C_c \delta [\dot{x}_E(t) - \dot{x}_E \left( t - \frac{2\pi l}{\omega} \right)] \right\} \\ &= \delta \{ n_c [k_c x_E(t) + C_c \dot{x}_E(t)] - \sum_{l=1}^{n_c} [k_c x_E \left( t - \frac{2\pi l}{\omega} \right) + C_c \dot{x}_E \left( t - \frac{2\pi l}{\omega} \right)] \} \end{aligned} \quad (1.46)$$

$$F_C = \mu_c N_C \quad (1.47)$$

Член  $k_c \delta \left\{ x_E(t) - x_E \left( t - \frac{2\pi l}{\omega} \right) \right\} + C_c \delta \{ \dot{x}_E(t) - \dot{x}_E \left( t - \frac{2\pi l}{\omega} \right) \}$  в формуле (1.46)

представляет нормальное усилие в области контакта между режущей кромкой и частью обрабатываемого материала, которая была обрезана за 1 оборот до этого, и включает в себя задержку по времени, представляющую обратную связь истории перемещения инструмента.

Радиальное смещение направляющей пластины  $i$  представляется следующим образом:

$$r_i(t) = x_E(t)\cos\alpha_i - y_E(t)\sin\alpha_i \quad (1.48)$$

Если длина контакта между направляющей пластины  $i$  и рабочим материалом в осевом направлении равна  $n_g\delta$ , направляющая пластина находится в контакте с рабочим материалом на участках поверхности отверстия, которые были вырезаны в разное время. Времена, когда эти области были вырезаны, представлены как  $t - (\alpha_i + 2\pi l/\omega)$  для  $l = 0, \dots, n_g - 1$ . Поэтому, учитывая, что постоянная пружины и коэффициент демпфирования на единицу длины равны  $k_g$  и  $c_g$ , а коэффициент кинетического трения равен  $\mu_g$ , нормальная сила и сила трения между направляющей подушкой  $i$  и рабочим материалом представлены следующим образом:

$$\begin{aligned} N_i &= \sum_{l=0}^{n_g-1} \{k_g \delta \left[ r_i(t) - x_E \left( t - \frac{\alpha_i + 2\pi l}{\omega} \right) \right] + c_g \delta [\dot{r}_i(t) - \dot{x}_E \left( t - \frac{\alpha_i + 2\pi l}{\omega} \right)]\} \\ &= \delta \{n_g [k_g r_i(t) + c_g \dot{r}_i(t)] - \sum_{l=0}^{n_g-1} [k_g x_E \left( t - \frac{\alpha_i + 2\pi l}{\omega} \right) + c_g \dot{x}_E \left( t - \frac{\alpha_i + 2\pi l}{\omega} \right)]\} \end{aligned} \quad (1.49)$$

$$F_i = \mu_g N_i \quad (1.50)$$

Составляющие силы, действующие на инструмент в направлениях  $x$  и  $y$ , становятся суммой сил, действующих на режущую кромку и направляющие, следующим образом:

$$F_x = -Q_c - N_c - \sum_{i=1}^2 (N_i \cos \alpha_i + F_i \sin \alpha_i) \quad (1.51)$$

$$F_y = P_c + F_c + \sum_{i=1}^2 (N_i \sin \alpha_i - F_i \cos \alpha_i) \quad (1.52)$$

Пусть угловое смещение, сила сдвига и изгибающий момент расточной штанги в плоскости  $xz$  равны  $\theta^x$ ,  $S^x$  и  $M^y$ . Аналогично, в плоскости  $yz$  они будут  $\theta^y$ ,  $S^y$  и  $M^y$ .

где, индексы «0» и «E» обозначают основание и конец расточной штанги, соответственно. Следующие уравнения получены из уравнения движения инструмента и баланса момента:

$$m\ddot{x}_E = F_x - S_E^x \quad (1.53)$$

$$m\ddot{y}_E = F_y - S_E^y \quad (1.54)$$



$$M_E^x = 0 \quad (1.55)$$

$$M_E^y = 0 \quad (1.56)$$

Метод матрицы переноса используется для получения характеристического уравнения. Матрица переноса расточной штанги получается путем умножения матриц переноса всех элементов, каждый из которых имеет уникальное условие внешней поддержки. Затем с учетом граничного условия получается характеристическое уравнение. Рассмотрим один из элементов расточной штанги. Пусть длина элемента равна  $L$ . Предположим, что поперечное смещение, угловое смещение, изгибающий момент и поперечная сила элемента в плоскости  $xz$  или плоскости  $yz$  выражаются следующим образом:

$$u(z, t) = \tilde{U}(z)e^{\omega st} \quad (1.57)$$

$$\theta(z, t) = \frac{\partial u}{\partial z} = \tilde{\theta}(z)e^{\omega st} \quad (1.58)$$

$$M(z, t) = \tilde{M}(z)e^{\omega st} \quad (1.59)$$

$$S(z, t) = \tilde{S}(z)e^{\omega st} \quad (1.60)$$

где  $s$  представляет характеристический показатель относительно безразмерного времени  $\omega t$ . Если вектор состояния будет  $[\tilde{U} \ \tilde{\theta} \ \tilde{M} \ \tilde{S}]^T$ , то матрица переноса элемента расточной планки  $F$  получается следующим образом:

$$F = \begin{bmatrix} f_1(L) & \frac{f_2(L)}{\beta} & \frac{f_3(L)}{EI\beta^2} & -\frac{f_4(L)}{EI\beta^3} \\ \beta f_4(L) & f_1(L) & \frac{f_2(L)}{EI\beta} & -\frac{f_3(L)}{EI\beta^2} \\ EI\beta^2 f_3(L) & EI\beta f_4(L) & f_1(L) & -\frac{f_2(L)}{\beta} \\ -EI\beta^3 f_2(L) & -EI\beta^2 f_3(L) & -\beta f_4(L) & f_1(L) \end{bmatrix} \quad (1.61)$$

где  $\beta$  и  $f_1$ - $f_4$  показаны следующим образом:

$$\beta = \sqrt[4]{-\frac{\rho A \omega^2 S^2 + C \omega S + k}{EI}} \quad (1.62)$$

$$f_1(z) = \frac{\cos h\beta z + \cos \beta z}{2} \quad (1.63)$$

$$f_2(z) = \frac{\sin h\beta z + \sin \beta z}{2} \quad (1.64)$$

$$f_3(z) = \frac{\cos h\beta z - \cos \beta z}{2} \quad (1.65)$$

$$f_4(z) = \frac{\sin h\beta z - \sin \beta z}{2} \quad (1.66)$$

Когда матрицы переноса элементов 1–7 расточной штанги представлены как  $F_1 - F_7$ , матрица переноса между основанием и концом расточной штанги представляется следующим образом:

$$T = \begin{bmatrix} t_{11} & t_{12} & t_{13} & t_{14} \\ t_{21} & t_{22} & t_{23} & t_{24} \\ t_{31} & t_{32} & t_{33} & t_{34} \\ t_{41} & t_{42} & t_{43} & t_{44} \end{bmatrix} = F_7 \dots F_2 F_1 \quad (1.67)$$

Аналогично, перемещение инструмента и сила, действующая на инструмент, выражаются следующим образом:

$$\begin{aligned} x_E(t) &= \tilde{X}_E e^{\omega st} \\ y_E(t) &= \tilde{Y}_E e^{\omega st} \\ F_x(t) &= \tilde{F}_x e^{\omega st} \\ F_y(t) &= \tilde{F}_y e^{\omega st} \end{aligned} \quad (1.68)$$

следующее уравнение получается из формул (1.44-1.47), (1.49-1.52), (1.68):

$$\tilde{F}_x = -\gamma_{11} \tilde{X}_E - \gamma_{12} \tilde{Y}_E \quad (1.69)$$

$$\tilde{F}_y = -\gamma_{21} \tilde{X}_E - \gamma_{22} \tilde{Y}_E \quad (1.70)$$

где:

$$\left. \begin{aligned}
\gamma_{11} &= \delta \left[ bK_c + (k_c + c_c \omega s)(n_c - D_c) \right. \\
&\quad \left. + \sum_{i=1}^2 (k_g + c_g \omega s)(n_g \cos \alpha_i - D_i)(\cos \alpha_i + \mu_g \sin \alpha_i) \right] \\
\gamma_{12} &= -\delta \sum_{i=1}^2 (k_g + c_g \omega s) n_g \sin \alpha_i (\cos \alpha_i + \mu_g \sin \alpha_i) \\
\gamma_{21} &= \delta \left[ K_c + \mu_c (k_c + c_c \omega s)(n_c - D_c) \right. \\
&\quad \left. - \sum_{i=1}^2 (k_g + c_g \omega s)(n_g \cos \alpha_i - D_i) \right. \\
&\quad \left. (\sin \alpha_i - \mu_g \cos \alpha_i) \right] \\
\gamma_{22} &= \delta \sum_{i=1}^2 (k_g + c_g \omega s) n_g \sin \alpha_i (\sin \alpha_i - \mu_g \cos \alpha_i)
\end{aligned} \right\} \quad (1.71)$$

$$\left. \begin{aligned}
D_c &= \sum_{l=1}^{n_c} e^{-2\pi l s} = e^{-2\pi s} \frac{1 - e^{-2\pi n_c s}}{1 - e^{-2\pi s}} \\
D_i &= \sum_{l=0}^{n_g-1} e^{-(\alpha_i + 2\pi l)s} = e^{-\alpha_i s} \frac{1 - e^{-2\pi n_g s}}{1 - e^{-2\pi s}}
\end{aligned} \right\} \quad (1.72)$$

Изгибающий момент и усилие сдвига расточной оправки у основания и в конце выражаются следующим образом:

$$\left. \begin{aligned}
M_0^x(t) &= \tilde{M}_0^x e^{\omega s t} \\
S_0^x(t) &= \tilde{S}_0^x e^{\omega s t} \\
M_E^x(t) &= \tilde{M}_E^x e^{\omega s t} \\
S_E^x(t) &= \tilde{S}_E^x e^{\omega s t}
\end{aligned} \right\}, \quad \left. \begin{aligned}
M_0^y(t) &= \tilde{M}_0^y e^{\omega s t} \\
S_0^y(t) &= \tilde{S}_0^y e^{\omega s t} \\
M_E^y(t) &= \tilde{M}_E^y e^{\omega s t} \\
S_E^y(t) &= \tilde{S}_E^y e^{\omega s t}
\end{aligned} \right\} \quad (1.73)$$

Граничное условие основания расточной штанги рассматривается как неподвижный конец. Следовательно, эти уравнения получены с использованием матрицы переноса Т в формуле. (1.67)

$$\left. \begin{aligned}
\tilde{X}_E &= t_{13} \tilde{M}_0^x + t_{14} \tilde{S}_0^x \\
\tilde{M}_E^x &= t_{33} \tilde{M}_0^x + t_{34} \tilde{S}_0^x \\
\tilde{S}_E^x &= t_{43} \tilde{M}_0^x + t_{44} \tilde{S}_0^x
\end{aligned} \right\}, \quad \left. \begin{aligned}
\tilde{Y}_E &= t_{13} \tilde{M}_0^y + t_{14} \tilde{S}_0^y \\
\tilde{M}_E^y &= t_{33} \tilde{M}_0^y + t_{34} \tilde{S}_0^y \\
\tilde{S}_E^y &= t_{43} \tilde{M}_0^y + t_{44} \tilde{S}_0^y
\end{aligned} \right\} \quad (1.74)$$

Из уравнений (1.53-1.56), (1.68), (1.69-1.70) и (1.73), выполняются следующие уравнения:

$$\begin{cases}
(m\omega^2 s^2 + \gamma_{11})\tilde{X}_E + \gamma_{12}\tilde{Y}_E + \tilde{S}_E^x = 0 \\
\gamma_{21}\tilde{X}_E + (m\omega^2 s^2 + \gamma_{22})\tilde{Y}_E + \tilde{S}_E^y = 0 \\
\tilde{M}_E^x = 0 \\
\tilde{M}_E^y = 0
\end{cases}
\quad (1.75)$$

Подставляя уравнение (1.74) в уравнения. (1.75)получается следующее уравнение:

$$\begin{bmatrix}
\hat{\gamma}_{11}t_{13} + t_{43} & \hat{\gamma}_{11}t_{14} + t_{44} & \gamma_{12}t_{13} & \gamma_{12}t_{14} \\
\gamma_{21}t_{13} & \gamma_{21}t_{14} & \hat{\gamma}_{22}t_{13} + t_{43} & \hat{\gamma}_{22}t_{14} + t_{44} \\
t_{33} & t_{34} & 0 & 0 \\
0 & 0 & t_{33} & t_{34}
\end{bmatrix}
\begin{bmatrix}
\tilde{M}_0^x \\
\tilde{S}_0^x \\
\tilde{M}_0^y \\
\tilde{S}_0^y
\end{bmatrix}
=
\begin{bmatrix}
0 \\
0 \\
0 \\
0
\end{bmatrix}
\quad (1.76)$$

где:

$$\begin{cases}
\hat{\gamma}_{11} = m\omega^2 s^2 + \gamma_{11} \\
\hat{\gamma}_{22} = m\omega^2 s^2 + \gamma_{22}
\end{cases}
\quad (1.77)$$

Наконец, характеристическое уравнение представляется следующим образом:

$$\begin{vmatrix}
\hat{\gamma}_{11}t_{13} + t_{43} & \hat{\gamma}_{11}t_{14} + t_{44} & \gamma_{12}t_{13} & \gamma_{12}t_{14} \\
\gamma_{21}t_{13} & \gamma_{21}t_{14} & \hat{\gamma}_{22}t_{13} + t_{43} & \hat{\gamma}_{22}t_{14} + t_{44} \\
t_{33} & t_{34} & 0 & 0 \\
0 & 0 & t_{33} & t_{34}
\end{vmatrix}
= 0
\quad (1.78)$$

В этой статье характеристический корень  $S = \sigma + jN$  ( $J=\sqrt{-1}$ ) получен численно. Действительная часть корня  $\sigma$  представляет устойчивость явления генерации меток. Если есть корень, чья действительная часть положительна, то встречается метка ринга. И наоборот, если действительные части всех корней отрицательны, то метки обстрела не происходит. Мнимая часть корня  $N$  соответствует многоугольному номеру шаблона, поскольку используется безразмерное время  $\omega t$ .

Для оптимизации конструкции сверла БТА сначала должны быть определены начальные условия стандартной сверлильной головки, имеющей

отдельную режущую кромку [6, с89-90]. При расположении режущей кромки на сверлильную головку БТА действуют следующие силы: сила резания, сила подачи и пассивная сила. Для определения этих сил был проведен модельный эксперимент из-за того, что рабочая зона недоступна.

Принимая во внимание расположение режущей кромки и положение направляющих пластин на сверлильной головке, нормальные силы  $F_{n1}$  и  $F_{n2}$  для каждой направляющей пластины можно рассчитать путем сложения векторов (уравнения (1.79) и (1.80)). Коэффициент трения предполагается равным  $\mu = 0,16$  на основе экспериментальных исследований:

$$\sum F_x = \mu F_{n1} \cos(5^\circ) - F_{n1} \cos(85^\circ) + F_{c1} - F_{c2} + F_{n2} \cos(15^\circ) - \mu F_{n2} \cos(75^\circ) = 0 \quad (1.79)$$

$$\sum F_y = -F_{n1} \cos(5^\circ) - \mu F_{n1} \cos(85^\circ) - F_{p1} + F_{p2} + F_{n2} \cos(75^\circ) + \mu F_{n2} \cos(15^\circ) = 0 \quad (1.80)$$

Сверло БТА имеет преимущество перед обычным инструментом с одним лезвием в частично сбалансированных силах резания, потому что некоторая нагрузка снимается с направляющими пластинами [7, с159-161]. Направляющая пластина на рис. 1.11 имеет символическое значение для указания направления, в котором должен поддерживаться сверло.

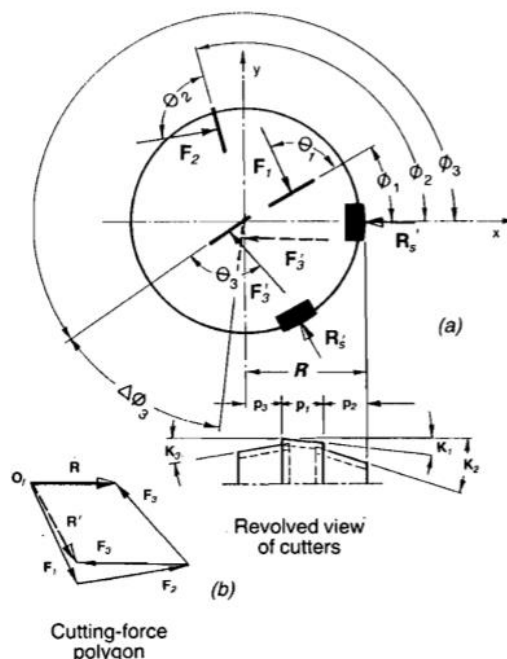


Рис. 1.11. Твердосплавное сверло БТА с тремя режущими пластинами.

Проблема баланса силы резания может быть описана аналитически в декартовой системе координат  $x-y$  для инструмента из  $n$  режущих кромок.

$F_1, F_2, \dots, F_n$  - сила резания;  $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n$  являются углы между режущими силами и соответствующими режущими пластинами, часто называют фазовыми углами;  $T$  - крутящий момент;  $R_s$  - опорная реакция паправляющей пластины;

Из условий равновесия следует (Осман и Латинович 1976):

$$T + \sum_{i=1}^n (r_i \times F_i) = 0; \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (1.81)$$

И

$$R_s = - \sum_{i=1}^n (F_i) \quad (1.82)$$

Выражая уравнение (1.82) в сложной форме, имеем:

$$R_s = |R_s| \exp(j\lambda) = - \sum_{i=1}^n |F_i| \exp j(\phi_i + \theta_i), \quad (1.83)$$

где  $\lambda$  - угол вектора  $R_s$  относительно оси  $x$ . Уравнение (1.83), записанное в тригонометрической форме, становится:

$$|R_s| = \left\{ \left[ \sum_{i=1}^n |F_i| \cos(\phi_i + \theta_i) \right]^2 + \left[ \sum_{i=1}^n |F_i| \sin(\phi_i + \theta_i) \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (1.84)$$

Линия действия  $R_s$ , заданная углом  $\lambda$ , равна

$$\lambda = \tan^{-1} \left[ \frac{\sum_{i=1}^n |F_i| \sin(\phi_i + \theta_i)}{\sum_{i=1}^n |F_i| \cos(\phi_i + \theta_i)} \right] \quad (1.85)$$

Уравнение (1.85) определяет местоположение направляющей пластины с точкой зрения передовых мест  $\phi_i$ , фазовых углов  $\theta_i$  и количеств режущих пластин,  $n$ . Управляя  $F_i$ ,  $\phi_i$ ,  $\theta_i$ , можно достичь условий, необходимых для направления и устойчивости инструмента. Величины силы резания можно найти из уравнений

$$F_{Ti} = C_{kp} S_i^{y_1} (P_{1i}^{x_1} + \delta_1 P_{2i}^{x_1} + \delta_2 \zeta_p P_{3i}^{x_1})$$

$$F_{Ri} = C_{kq} S_i^{y_2} (P_{1i}^{x_2} \sin K_{1i} + \delta_1 P_{2i}^{x_2} \sin K_{2i} + \delta_2 \zeta_q P_{3i}^{x_2} \sin K_{3i}) \quad (1.86)$$

$$F_i = (F_{Ti}^2 + F_{Ri}^2)^{1/2}$$

где  $C_{kp}$  и  $C_{kq}$  - силы резания для единицы глубины и ширины резания в тангенциальном направлении  $x_1$  и  $x_2$  - показатели ширины резания;  $y_1$  и  $y_2$  - показатели степени глубины резания, определенные для соответствующих

составляющих силы резания  $F_p$  и  $F_q$  как показано на рис. 1.12.  $P_1, K_1, P_2, K_2, P_3, K_3$ , -Геометрические параметры инструмента показаны на рис. 1.13.

$\delta_1$  и  $\delta_2$  являются операторами, определенными как

$\delta_1 = \delta_2 = 1$  для трехзонной режущей кромки

$\delta_1 = 1, \delta_2 = 0$  для двухзонной режущей кромки

$\delta_1 = \delta_2 = 0$  для однозонной режущей кромки

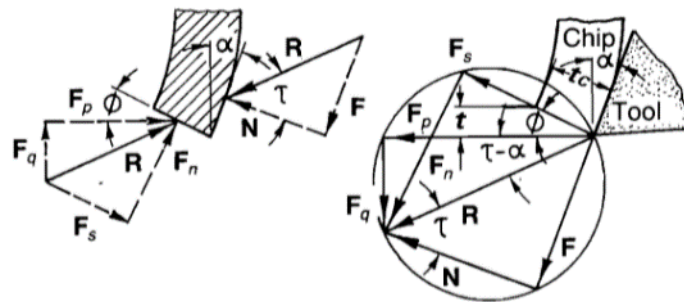


Рис. 1.12. Диаграмма комбинированного усилия при ортогональном резании.

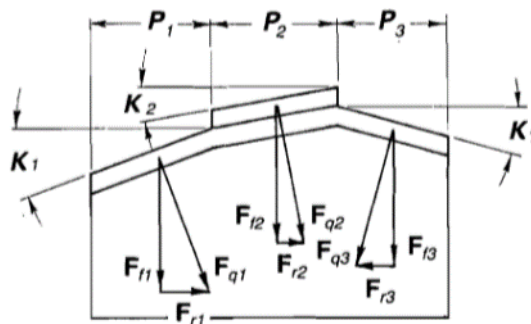


Рис. 1.13. Радиальные и подающие составляющие сил тяги

Угол сближения  $K_3$  в уравнениях. (7.6) должен быть отрицательным согласно рис. 1.13. Количество режущих пластин выбирается для каждого диаметра инструмента и размера используемых стандартных твердосплавных пластин. Математическая модель составляющих силы резания представлена в приложении.

Расширяя уравнение (7.4) с учетом

$$F_{Ri} = |F_i| \cos \theta_i$$

$$F_{Ti} = |F_i| \sin \theta_i \quad (1.87)$$

И, записав  $|R_s| = R_s$ , следует, что

$$R_s = \left\{ \left[ \sum_{i=1}^n (F_{Ri} \cos \phi_i - F_{Ti} \sin \phi_i) \right]^2 + \left[ \sum_{i=1}^n (F_{Ri} \sin \phi_i + F_{Ti} \cos \phi_i) \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (1.88)$$

и

$$\lambda = \tan^{-1} \left[ \frac{\sum_{i=1}^n (F_{Ri} \sin \phi_i + F_{Ti} \cos \phi_i)}{\sum_{i=1}^n (F_{Ri} \cos \phi_i - F_{Ti} \sin \phi_i)} \right] \quad (1.89)$$

Уравнения (1.88) и (1.89) и уравнение (1.86) могут быть использованы для непосредственного вычисления опорной реакции пластины и ее направления для режущей головки заданного диаметра инструмента, количество режущих кромок и их геометрия и подача выбраны на основании опыта с каждым конкретным материалом заготовки.

В [8, с85-85] была рассмотрена следующая система сил резания для сверления глубоких отверстий, как показано на рис. 1.14.

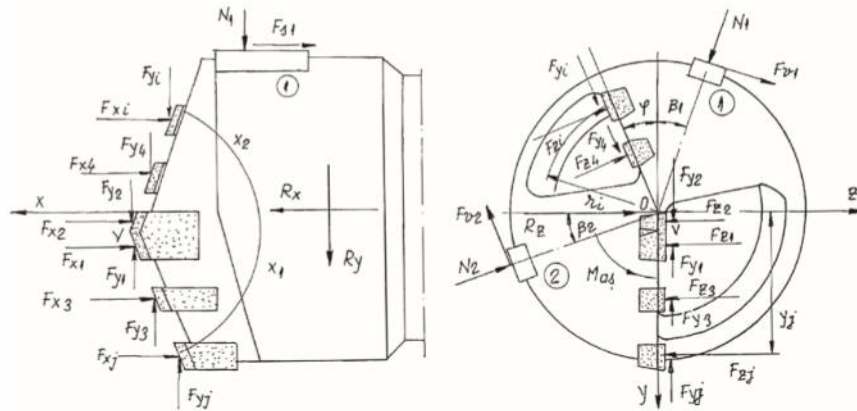


Рис. 1.14. Система сил резания для глубокого сверления

В случае, когда сверло для глубокого отверстия имеет фрагментированные кромки, которые располагаются не по своему диаметру, что рассматривается как общий случай, система сил резания была представлена в конструктивной системе Охуз режущего инструмента.

Соответственно, уравнения равновесия будут:

$$-F_{x1} - F_{x2} - \sum F_{xi} - \sum F_{xj} - F_{s1} - F_{s2} = R_x$$



$$\begin{aligned}
& -F_{y1} + F_{y2} + \sum F_{yi} \cos \varphi - \sum F_{zi} \sin \varphi \sum F_{yi} + N_1(\cos \beta_1 + \mu_v \sin \beta_1) \\
& -N_2(\sin \beta_2 + \mu_v \cos \beta_2) = R_y \\
& -F_{z1} - F_{z2} - \sum F_{zj} + \sum F_{zi} \cos \varphi + \sum F_{yi} \sin \varphi - N_1(\sin \beta_1 - \mu_v \cos \beta_1) \\
& + N_2(\cos \beta_2 - \mu_v \sin \beta_2) = R_z \\
& F_{z1} \cdot y_1 + F_{z2} \cdot y_2 + \sum F_{zi} \cdot r_i + \sum F_{zj} \cdot y_j + \mu_v \cdot N_1 \cdot r + \mu_v \cdot N_2 \cdot r = M_{as}
\end{aligned} \tag{1.90}$$

где  $\mu_v$  и  $\mu_s$  - коэффициенты трения вдоль тангенциального направления и направления подачи;  $k_1$  и  $k_2$  - углы позиционирования ребер, дополняющие углы  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$ ;  $\beta_1$  и  $\beta_2$  - углы позиционирования направляющих;  $y_1$  и  $y_2$  - расстояния между осью Oz и силой резания  $F_y$ ;  $i = 4, 6, \dots$  четные ребра, а  $j = 3, 5, \dots$  нечетные ребра;  $\varphi$  - угол между направлениями ребер;  $r = d / 2$  - радиус отверстия.

Эта система уравнений должна рассматриваться вместе с отношениями между некоторыми членами системы уравнений:

- силы трения и силы нормальных реакций

$$F_{v1} = \mu_v N_1; F_{v2} = \mu_v N_2; F_{s1} = \mu_s N_1; F_{s2} = \mu_s N_2; \tag{1.91}$$

- силы резания в плоскости Oxy

$$F_{y1} = F_{x1} \operatorname{tg} \varepsilon_1; F_{y2} = F_{x2} \operatorname{tg} \varepsilon_2 \tag{1.92}$$

Следует подчеркнуть, что эту систему усилий резания можно рассматривать как общий случай для статических нагрузок на сверло для глубокого отверстия:

- если в уравнениях равновесия должно быть  $\varphi = 0$ , будут найдены уравнения равновесия сверла, имеющего фрагментированные ребра по его диаметру;
- если в уравнениях равновесия должно быть  $\varphi = 0$ , а силы резания, соответствующие нечетным ребрам  $j$  и четному  $i$ , считаются равными нулю, полученная система равновесия принадлежит «оружейной дрели».

После сокращения исчисления и упрощений из системы уравнений равновесия получаются следующие соотношения нормальных реакций:

$$N_1 = \left[ (R_z + F_{z1} + F_{z2} + \sum F_{zj} - \sum F_{zi} \cos \varphi - \sum F_{yi} \sin \varphi) \cdot (\sin \beta_2 + \mu_v \cos \beta_2) + (R_y + F_{y1} - F_{y2} + \sum F_{yj} - \sum F_{yi} \cos \varphi + \sum F_{zi} \sin \varphi) (\cos \beta_2 - \mu_v \sin \beta_2) \right] / [\cos \beta_1 \cos \beta_2 - \mu_v^2 \sin \beta_1 \sin \beta_2 - \mu_v \sin(\beta_2 - \beta_1)];$$

$$N_2 = \left[ (R_z + F_{z1} + F_{z2} + \sum F_{zj} - \sum F_{zi} \cos \varphi - \sum F_{yi} \sin \varphi) \cdot (\sin \beta_1 + \mu_v \cos \beta_1) + (R_y + F_{y1} - F_{y2} + \sum F_{yj} - \sum F_{yi} \cos \varphi + \sum F_{zi} \sin \varphi) (\sin \beta_1 - \mu_v \cos \beta_2) \right] / [\cos \beta_1 \cos \beta_2 - \mu_v^2 \sin \beta_1 \sin \beta_2 - \mu_v \sin(\beta_2 - \beta_1)]; \quad (1.93)$$

Эта система уравнений равновесия используется для определения общих сил резания  $R_x$ ,  $R_y$ ,  $R_z$  и общего момента резания  $M_{as}$ .

Та же самая система уравнений может использоваться для определения нормальных реакций на направляющих пластин  $N_1$  и  $N_2$ , когда известны общие силы резания  $R_x$ ,  $R_y$ ,  $R_z$  и общий момент резания  $M_{as}$ .

В ходе экспериментальных исследований измеряются общие силы резания  $R_x$ ,  $R_y$ ,  $R_z$  и общий момент резания  $M_{as}$ , и рассчитываются нормальные реакции на направляющих сверла  $N_1$  и  $N_2$ .

На рисунке 1.15 показана простая сверлильная головка SPT [9, с345-350]. Он имеет режущую пластину и две опорные пластины, расположенные на корпусе сверла. На рисунке 1.16 показан баланс сил для такого инструмента в системе координат T-mach-S  $X_0Y_0Z_0$ . Когда инструмент SPT работает, создаваемое усилие резания обусловлено сопротивлением материала заготовки резанию.

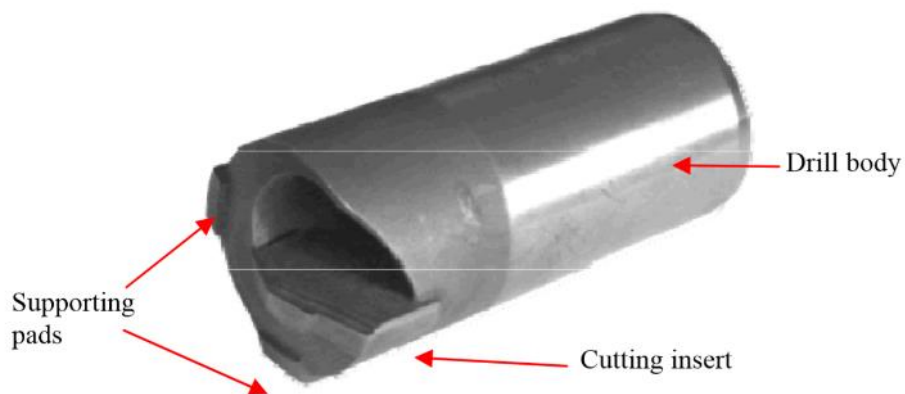


Рис. 1.15. Простая самопилотная сверла

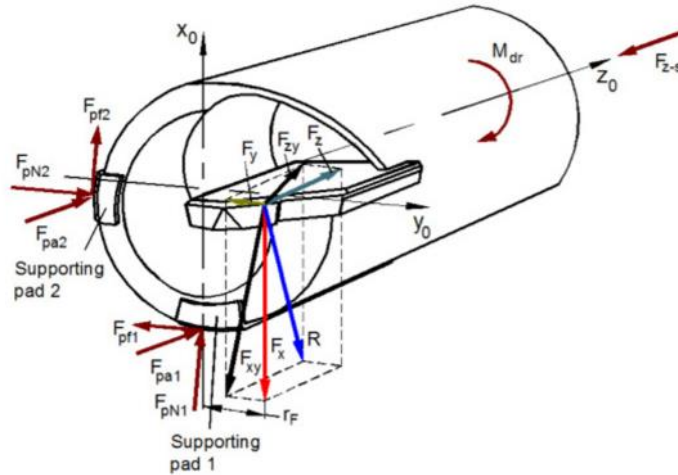


Рис. 1.16. Баланс сил для типичного самопilotного инструмента

Одна важная особенность баланса сил, показанного на рис. 1.16, заключается в том, что тангенциальные и радиальные силы (или их результирующее  $F_{xy}$ ) обычно полностью уравниваются нормальной реакцией,  $F_{pN1}$  и  $F_{pN2}$  и тангенциальными реакциями  $F_{pf1}$  и  $F_{pf2}$ , действующими на опорные пластины. Осевая сила  $F_z$  уравновешена на  $F_{z-s}$ . Проблема со сверлильной головкой, показанная на рис. 1.15 и 1.16 - дополнительный изгибающий момент. Условие равновесия в плоскости  $X_0Y_0$ :

$$F_z r_F = F_{pa1} \left( \frac{d_{dr}}{2} \right) + F_{pa2} \left( \frac{d_{dr}}{2} \right) \quad (1.94)$$

Поскольку силы трения  $F_{pa1}$  и  $F_{pa2}$  ниже по сравнению с осевой силой  $F_z$ , это вызывает дополнительный изгибающий момент:

$$M_{b-Fz} = F_z r_F - (F_{pa1} \left( \frac{d_{dr}}{2} \right) + F_{pa2} \left( \frac{d_{dr}}{2} \right)) \quad (1.95)$$

Который имеет тенденцию изгибать сверло в направлении против часовой стрелки в плоскости  $Z_0Y_0$ .

Предпринял ряд мер по снижению вредных последствий этого момента. Наиболее распространенным является использование очень мелких скоростей подачи для уменьшения осевого усилия. Однако, эта мера приводит к низкой производительности при обработке SPT. Другой распространенной мерой является введение дополнительного массива опорных пластин на заднем конце сверлильной головки. Проблема с вышеупомянутым балансом сил была решена, когда появились STP с разделенной режущей кромкой. В таких сверлах режущие пластины расположены с обеих сторон оси  $x_0$ . Рисунок 1.17а

показывает традиционный SPT, а рисунок 1.17b показывает инструмент с разделенной режущей кромкой. Упрощенная модель силы в плоскости  $y_0z_0$  для сверла с разделенной режущей кромкой показана на рис. 1.18. Простое условие равновесия, при котором нет изгибающего момента, заключается в том, что эта плоскость непосредственно следует из рис. 1.18.

$$F_{z1}r_{in1} + F_{z2}r_{in2} = F_{z3}r_{in3} + F_{pa2}r_{dr} \quad (1.96)$$

Хотя такая конструкция, по-видимому, была введена для улучшения удаления стружки, поскольку поток стружки разделен на две части, которые текут в двух горловинах стружки, вскоре было обнаружено, что такие сверла обеспечивают гораздо большую подачу, измеряемую по сравнению с обычными спиральными сверлами.



Рис. 1.17. Конструкция сверла: (а) с одной режущей пластиной и (б) с разделенной режущей кромкой, выполненной тремя режущими пластинами

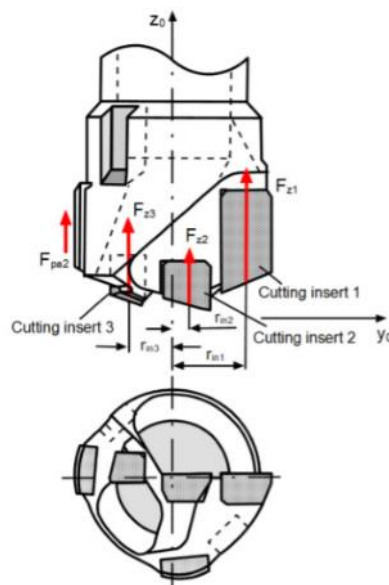


Рис. 1.18. Упрощенный баланс сил в плоскости  $Y_0Z_0$

В настоящее время используются инструменты SPT с несколькими кромками и несколькими опорами, поэтому описанная функция самопилота может быть неочевидной. На рисунке 1.19 показана модель для такого SPT. Обращаясь к рис. 1.19,  $F_{xy1}, F_{xy2}, \dots, F_{xyn}$  - силы резания, действующие на режущие пластины (предполагается, что инструмент имеет  $n$  режущих пластин) в плоскости  $X_0Y_0$ , тогда момент резания  $M$  и результирующая несбалансированная сила  $R_s$  в плоскости  $X_0Y_0$  рассчитываются из условий равновесия следующим образом

$$M = -\sum_{i=1}^n (r_i \times F_{xyi}) \quad (1.97)$$

$$R_s = \sum_{i=1}^n F_{xyi} \quad (1.98)$$

Выражая уравнение 1,98 в сложной форме, можно получить

$$R_s = |R_s| \exp(j\lambda) = \sum_{i=1}^n |F_{xyi}| \exp j(\psi_i + \phi_i) \quad (1.99)$$

где  $\lambda$  - угол вектора  $R_s$  относительно оси  $Y_0$ .

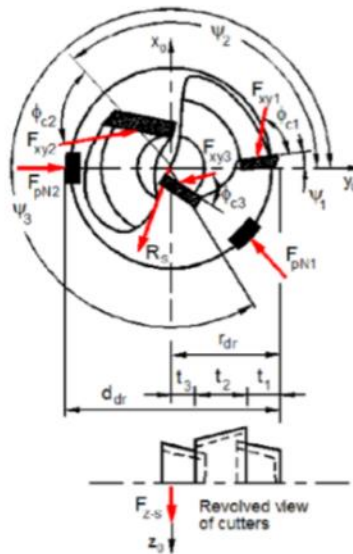


Рис. 1.19. Модель асимметричного многолезвийного SPT

Уравнение 1.99, записанное в тригонометрической форме, дает величину  $R_s$  и угол направления  $\lambda$  полученного  $R_s$ :

$$R_s = \left[ \left( \sum_{i=1}^n |F_{xyi}| \cos(\psi_i + \phi_i) \right)^2 + \left( \sum_{i=1}^n |F_{xyi}| \sin(\psi_i + \phi_i) \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1.100)$$

$$\lambda = \arctan\left(\frac{\sum_{i=1}^n |F_{zyi}| \sin(\psi_i + \phi_i)}{\sum_{i=1}^n |F_{xyi}| \cos(\psi_i + \phi_i)}\right) \quad (1.101)$$

Углы  $\psi_i$  - это углы расположения режущих пластин SPT относительно оси  $Y_0$ , как показано на рис. 1.19. Уравнения 1,97...1,101 можно использовать для непосредственного расчета и оптимизации опорных реакций пластины для данного диаметра инструмента, количества, расположения и геометрии режущих пластин, механической обработка свойств режима и рабочих материалов.

### **Заключение:**

Рассмотрены схемы. Проведем их анализ с точки зрения обеспечения таких требований, как (1) угол, в пределах которого может находиться вектор радиальной составляющей силы резания, (2) усилия прижима должны быть такими, чтобы обеспечение выглаживания поверхностей отверстий и направляющие пластины подвергались небольшому и одинаковому износу. Рассмотрена модель, описывающая систему сил резания, действующих на сверло БТА.

## 1.2. Расчет сил, действующих на сверло БТА

### 1.2.1 Анализ сил резания при сверлении грубоких отверстий сверлом БТА

В результате анализа силовых схем, представленных в литературе, была принята следующая система сил. (показана на рис. 1.20)

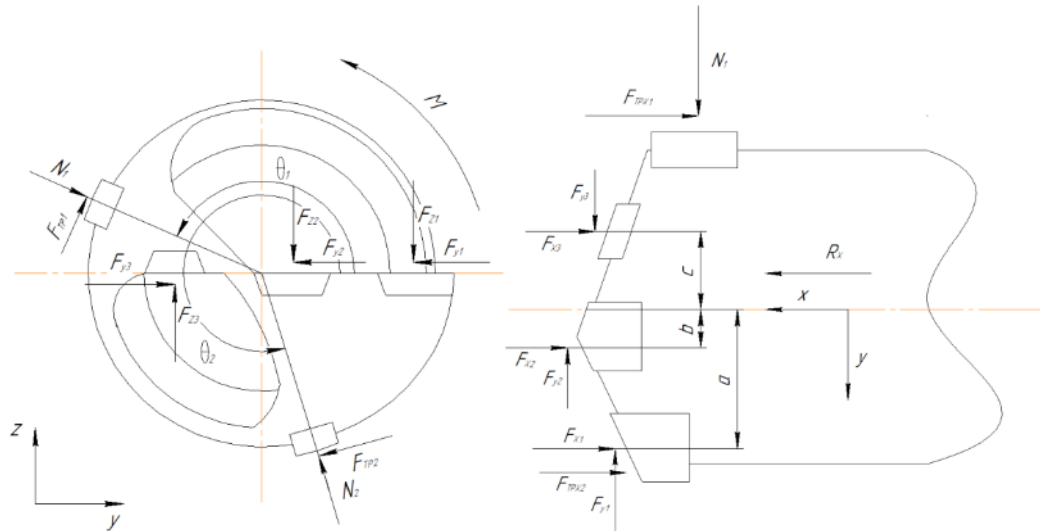


Рис. 1.20. Система сил, действующих на сверло БТА

Сбалансирован по оси Y, то есть  $\sum F(y)=0$ , получают:

$$-F_{y1} - F_{y2} + F_{y3} - N_1 \cos \theta_1 + F_{тр1} \sin \theta_1 - N_2 \cos \theta_2 + F_{тр2} \sin \theta_2 = 0 \quad (1.102)$$

Сбалансирован по оси Z, то есть  $\sum F(z)=0$ , получают:

$$-F_{z1} - F_{z2} + F_{z3} - N_1 \sin \theta_1 - F_{тр1} \cos \theta_1 - N_2 \sin \theta_2 - F_{тр2} \cos \theta_2 = 0 \quad (1.103)$$

Уравнения равновесия по X:

$$-R_x = -F_{x1} - F_{x2} - F_{x3} - F_{трx1} - F_{трx2} \quad (1.104)$$

Сбалансирован крутящий момент, то есть  $\sum M=0$ , получают:

$$M - F_{трx1} \cdot \frac{d}{2} - F_{трx2} \cdot \frac{d}{2} - F_{z3} \cdot c - F_{z2} \cdot b - F_{z1} \cdot a = 0 \quad (1.105)$$

где  $F_{тр1} = \mu N_1$ ,  $F_{тр2} = \mu N_2$ ;

$F_{тр1}$ ,  $F_{тр2}$  — силы трения;

$\mu$  — коэффициент трения;

$N_1$ ,  $N_2$  — сила реакции опоры;

$F_{x1}$ ,  $F_{x2}$ ,  $F_{x3}$  — осевые силы;

$F_{y1}$ ,  $F_{y2}$ ,  $F_{y3}$  — радиальные силы;

$F_{z1}$ ,  $F_{z2}$ ,  $F_{z3}$  — касательные силы;

$M$  — крутящий момент.

При расчете чаще всего упрощают систему сил, действующих в поперечном сечении головки сверла БТА. Для этого силы, слева и справа от оси головки, представляют в виде двух сил, центре головки, — горизонтальной  $F_{гор}$  и вертикальной  $F_{верт}$ , а также крутящего момента резания  $M^*$  (рис. 1.21):

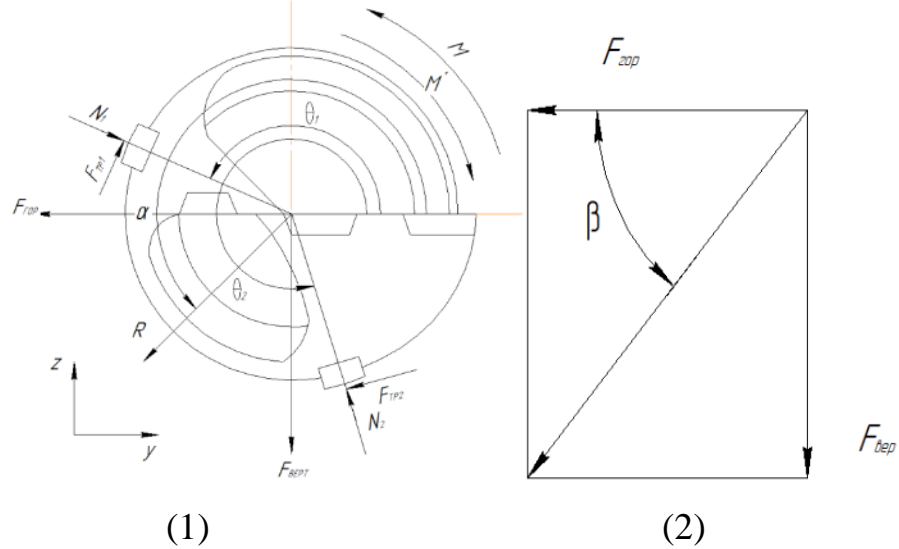


Рис. 1.21. Упрощенная система сил, действующих в поперечном сечении многолезвийной сверлильной головки БТА

$$F_{гор} = -F_{y1} - F_{y2} + F_{y3} \quad (1.106)$$

$$F_{верт} = -F_{z1} - F_{z2} + F_{z3} \quad (1.107)$$

$$M = M^* + F_{тр1} \cdot \frac{d}{2} + F_{тр2} \cdot \frac{d}{2} \quad (1.108)$$

Рассчитывают формулу 1.106 и формулу 1.107, получают  $R$  – равнодействующая сила  $F_{гор}$  и  $F_{верт}$

$$R = \sqrt{F_{гор}^2 + F_{верт}^2} = \sqrt{(-F_{y1} - F_{y2} + F_{y3})^2 + (-F_{z1} - F_{z2} + F_{z3})^2} \quad (1.109)$$

Далее мы рассчитываем угол положения суммарной силы резания  $\alpha$  для его расчета введен угол  $\beta$ .

По рис. 1.21. (2) получают следующие отношения:

$$\alpha = 180^\circ + \beta \quad (1.110)$$

Угол  $\beta$  рассчитывается по следующей формуле:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{F_{верт}}{F_{гор}} = \frac{-F_{z1} - F_{z2} + F_{z3}}{-F_{y1} - F_{y2} + F_{y3}} \quad (1.111)$$

$$\beta = \arctan \frac{-F_{z1} - F_{z2} + F_{z3}}{-F_{y1} - F_{y2} + F_{y3}} \quad (1.112)$$

Реакции опоры  $N_1$  и  $N_2$  нужно рассчитывать как векторные величины, при этом должны удовлетворяться следующие условие:



$$\sum F(x)=0; \quad (1.113)$$

$$\sum F(y)=0. \quad (1.114)$$

Значения  $N_1$  и  $N_2$  необходимо знать для определения соотношения нагрузок, действующих на выглажающие СМП.

Рассчитывают формулу 1.102, 1.103, 1.104, 1.106 и 1.107, получают следующие отношения:

$$\left. \begin{array}{l} F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} \\ + \\ F_{y1} + F_{y2} - F_{y3} \\ + \\ F_{z1} + F_{z2} - F_{z3} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} R_x - F_{\text{тpx1}} - F_{\text{тpx2}} \\ + \\ F_{\text{тp1}} \sin \theta_1 + F_{\text{тp2}} \sin \theta_2 - N_1 \cos \theta_1 - N_2 \cos \theta_2 \\ + \\ -N_1 \sin \theta_1 - N_2 \sin \theta_2 - F_{\text{тp1}} \cos \theta_1 - F_{\text{тp2}} \cos \theta_2 \end{array} \right. \quad (1.115)$$

Далее по нагрузкам, приведенным на рис.1.22, определяют более детальные отношения силы резания и составляющих сил, действующих в поперечном сечении многолезвийной сверлильной головки БТА.

Пусть длины режущих пластин 1, 2 и 3 соответственно равны  $i, j, k$ . В то же время предположим, что нагрузки, действующие в поперечном сечении многолезвийной сверлильной головки БТА, являются равномерными нагрузками, при этом обозначим удельную нагрузку как  $q_i$ , тогда:

$$\left. \begin{array}{l} F_{z1} = q_i \cdot i \\ F_{z2} = q_i \cdot j \\ F_{z3} = q_i \cdot k \end{array} \right\} \quad (1.116)$$

На основе уравнения 1.116 и рисунка 1.22 получают:

$$R = \frac{-F_{z1} - F_{z2} + F_{z3}}{\sin \gamma} = \frac{-q_i \cdot i - q_i \cdot j + q_i \cdot k}{\sin \gamma} \quad (1.117)$$

$$q_i = \frac{R \cdot \sin \gamma}{(-i - j + k)} \quad (1.118)$$

На основе уравнений 1.105 и 1.116 получают:

$$M - F_{\text{тpx1}} \cdot \frac{d}{2} - F_{\text{тpx2}} \cdot \frac{d}{2} - q_i \cdot k \cdot c - q_i \cdot j \cdot b - q_i \cdot i \cdot a = 0 \quad (1.119)$$

$$q_i = \frac{M - F_{\text{тp1}} \cdot r - F_{\text{тp2}} \cdot r}{(i \cdot a + j \cdot b + k \cdot c)} \quad (1.120)$$

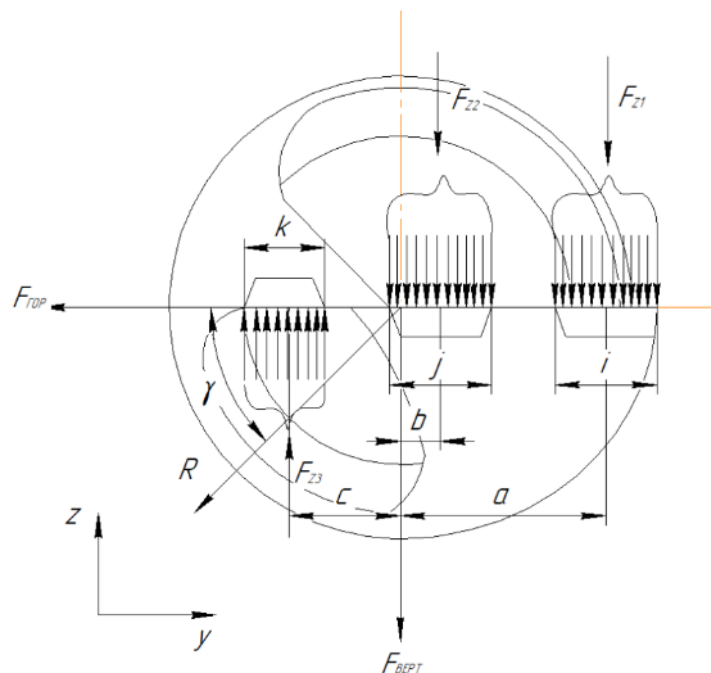


Рис.1.22. Нагрузки, действующие в поперечном сечении многолезвийной сверлильной головки БТА

## 1.2.2 Исходные экспериментальные данные

Были проведены эксперименты по трем режимам резания (см. табл. 1.2).

Таблица 1.2. Режимы резания

	Режим №1	Режим №2	Режим №3
$n, \text{мин}^{-1}$	1020	816	
$V, \text{м/мин}$	100	80	
$s, \text{мм/об.}$	0,1		0,18
$s_m, \text{мм/мин.}$	102	82	147

Результаты экспериментального определения составляющих силы резания, выполненного в предыдущей работе, приведены в таблице 1.3.

Таблица 1.3. Экспериментальные данные

Первичные экспериментальные данные					Обозначение осей соответствует СК сверла БТА											
		Радиус				1				2				3		
	d2	d1	R		Py1	Px1	Pz1		Py2	Px2	Pz2		Py3	Px3	Pz3	
периф.	31	29	15	1. 2. 1	67. 3	184. 5	279. 9	1. 2. 2	63. 7	168	227. 5	1. 2. 3	92. 9	255. 8	414. 2	1. 2. 4
	29	27	14	1. 3. 1	39. 8	192. 7	293. 7	1. 3. 2	32. 1	155. 5	268. 5	1. 3. 3	48. 5	250. 3	422	1. 3. 4
	27	25	13	1. 5. 1	27. 7	174	286	1. 5. 2	31. 4	162. 7	276. 7	1. 5. 3	47. 3	256. 6	428. 9	1. 5. 4
	25	23	12	1. 6. 1	31. 9	162. 5	276. 1	1. 6. 2	31. 8	149	263. 6	1. 6. 3	40. 6	236. 2	406. 3	1. 6. 4
	23	21	11	1. 8. 1	28	152. 4	257. 4	1. 8. 2	25. 7	130. 2	251. 3	1. 8. 3	45. 5	234. 7	400. 3	1. 8. 4
	21	19	10	1. 9. 1	31. 8	169. 5	273. 1	1. 9. 2	19	124. 9	252. 6	1. 9. 3	38. 2	213. 7	399. 7	1. 9. 4
	19	17	9	1. 10. 1	-12. 9	230	308. 8	1. 10. 2	-25. 1	216. 6	289. 1	1. 10. 3	-36. 3	286. 7	371. 2	1. 10. 4
Пром.	17	15	8	1. 12. 1	-16. 2	169. 3	-263. 3	1. 12. 2	-16. 1	151. 3	-259. 7	1. 12. 3	-19. 8	231. 2	-389. 7	1. 12. 4
	15	13	7	1. 13. 1	-6. 2	153. 2	-281. 1	1. 13. 2	-9. 7	149	-275. 7	1. 13. 3	-8. 2	250. 4	-427. 5	1. 13. 4
	13	11	6	1. 14. 1	-3. 4	171. 8	-282. 6	1. 14. 2	-7. 1	164. 5	-285. 7	1. 14. 3	7. 1	250. 3	-435. 2	1. 14. 4
	11	9	5	1. 15. 1	51. 6	145. 9	-103. 8	1. 15. 2	50. 7	136. 3	-96. 1	1. 15. 3	77. 9	207. 3	-158. 8	1. 15. 4
Центр.	9	7	4	1. 16. 1	9. 4	181. 4	275	1. 16. 2	6. 1	171. 1	276	1. 16. 3	8. 7	260. 4	400. 8	1. 16. 4
	7	5	3	1. 17. 1	-34. 8	103. 2	217. 8	1. 17. 2	-29	99. 6	222	1. 17. 3	-55. 3	154	333. 3	1. 17. 4
	5	3	2	1. 18. 1	-45. 7	119. 4	267. 8	1. 18. 2	-54. 8	120. 2	282. 5	1. 18. 3	-71. 4	143. 6	337. 3	1. 18. 4
	3	1	1	1. 19. 1	19. 7	113	232	-	-	-	-	-	-	-	-	1. 19. 4
Периф.	31. 2	17. 2		2. 3. 1	195. 4	959. 4	1727. 4	2. 3. 2	188. 9	833. 4	1571. 1	2. 3. 3	260	1130. 7	2136. 2	2. 3. 4
Пром.	17. 2	9. 55		2. 2. 1	-	-	-	2. 2. 2	-30. 3	430. 2	-805	2. 2. 3	-51. 2	582. 9	-1052. 5	2. 2. 4
Центр.	9. 55	0		2. 1. 1	-	-	-	2. 1. 2	26. 1	517. 4	1068. 3	2. 1. 3	2. 5	792. 1	1413. 1	2. 1. 4

### 1.2.3 Расчет сил для трех режимов резания по исходным экспериментальным данным

Рассчитаем силы, действующие на сверло БТА по экспериментальным данным.

1. Сначала рассчитаем силы, действующие на сверло БТА, по первому режиму резания.

Силы, действующие на периферийную режущую пластину:

$$F_{y1} = 67,3 + 39,8 + 27,7 + 31,9 + 28 + 31,8 + (-12,9) = 213,6 \text{ Н}$$

$$F_{x1} = 184,5 + 192,7 + 174 + 162,5 + 152,4 + 169,5 + 230 = 1265,6 \text{ Н}$$

$$F_{z1} = 279,9 + 293,7 + 286 + 276,1 + 257,4 + 273,1 + 308,8 = 1975 \text{ Н}$$

Силы, действующие на промежуточную режущую пластину:

$$F_{y3} = -16,2 - 6,2 - 3,4 + 51,6 = 25,8 \text{ Н}$$

$$F_{x3} = 169,3 + 153,2 + 171,8 + 145,9 = 640,2 \text{ Н}$$

$$F_{z3} = -263,3 - 281,1 - 282,6 - 103,8 = -930,8 \text{ Н}$$

Силы, действующие на центральную режущую пластину:

$$F_{y2} = 9,4 - 34,8 - 45,7 + 19,7 = -51,4 \text{ Н}$$

$$F_{x2} = 181,4 + 103,2 + 119,4 + 113 = 517 \text{ Н}$$

$$F_{z2} = 275 + 217,8 + 267,8 + 232 = 992,6 \text{ Н}$$

По вышеуказанным результатам рассчитывают горизонтальную силу и вертикальную силу.

$$F_{\text{гор}} = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} = 213,6 - 51,4 + 25,8 = 188 \text{ Н}$$

$$F_{\text{верт}} = F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} = 1975 + 992,6 - 930,8 = 2036,8 \text{ Н}$$

Далее мы получаем равнодействующую силу  $F_{\text{гор}}$  и  $F_{\text{верт}}$ :

$$R = \sqrt{F_{\text{гор}}^2 + F_{\text{верт}}^2} = \sqrt{188^2 + 2036,8^2} = 2045,5 \text{ Н}$$

Мы получают следующие отношения

$$\beta = \arctan \frac{F_{\text{верт}}}{F_{\text{гор}}} = \frac{2036,8}{188} = 84^\circ$$

$$\alpha = 180^\circ + \beta = 180^\circ + 84^\circ = 264^\circ$$

Реакции опоры нужно рассчитывать как векторные величины, при этом должны удовлетворяться следующие условия:

$$\sum F(x)=0;$$

$$\sum F(y)=0.$$

В рассматриваемом случае угол  $\theta_1 = 180^\circ$ ;  $\theta_2 = 285^\circ$ , тогда:

$$\sum F(x) = N_1 - N_2 \sin(\theta_2 - 270^\circ) - R \cos(\alpha - \theta_1) = 0;$$

$$\sum F(y) = N_2 \cos(\theta_2 - 270^\circ) - R \sin(\alpha - \theta_1) = 0.$$

Отсюда  $N_1=759 \text{ Н}$ ,  $N_2=2106 \text{ Н}$ .

2. Далее рассчитаем силы, действующие на сверло БТА, по второму режиму резания.

Силы, действующие на периферийную режущую пластину:

$$F_{y1} = 63,7 + 32,1 + 31,4 + 31,8 + 25,7 + 19 + (-25,1) = 178,6 \text{ Н}$$

$$F_{x1} = 168 + 155,5 + 162,7 + 149 + 130,2 + 124,9 + 216,6 = 1106,9 \text{ Н}$$

$$F_{z1} = 227,5 + 268,5 + 276,7 + 263,6 + 251,3 + 252,6 + 289,1 = 1829,3 \text{ Н}$$

Силы, действующие на промежуточную режущую пластину:

$$F_{y3} = -16,1 - 9,7 - 7,1 + 50,7 = 17,8 \text{ Н}$$

$$F_{x3} = 151,3 + 149 + 164,5 + 136,3 = 601,1 \text{ Н}$$

$$F_{z3} = -259,7 - 275,7 - 285,7 - 96,1 = -917,2 \text{ Н}$$

Силы, действующие на центральную режущую пластину:

$$F_{y2} = 6,1 - 29 - 54,8 = -77,7 \text{ Н}$$

$$F_{x2} = 171,1 + 99,6 + 120,2 = 390,9 \text{ Н}$$

$$F_{z2} = 276 + 222 + 282,5 = 780,5 \text{ Н}$$

По вышеуказанным результатам рассчитывают горизонтальную силу и вертикальную силу.

$$F_{\text{гор}} = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} = 178,6 - 77,7 + 17,8 = 118,7 \text{ Н}$$

$$F_{\text{верт}} = F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} = 1829,3 + 780,5 - 917,2 = 1692,6 \text{ Н}$$

Далее мы получаем равнодействующую силу  $F_{\text{гор}}$  и  $F_{\text{верт}}$ :

$$R = \sqrt{F_{\text{гор}}^2 + F_{\text{верт}}^2} = \sqrt{118,7^2 + 1692,6^2} = 1696,8 \text{ Н}$$

Мы получают следующие отношения:

$$\beta = \arctan \frac{F_{\text{верт}}}{F_{\text{гор}}} = \frac{1692,6}{118,7} = 85^\circ$$

$$\alpha = 180^\circ + \beta = 180^\circ + 85^\circ = 265^\circ$$

Реакции опоры нужно рассчитывать как векторные величины, при этом должны удовлетворяться следующие условия:

$$\sum F(x) = 0;$$

$$\sum F(y) = 0.$$

В рассматриваемом случае угол  $\theta_1 = 180^\circ$ ;  $\theta_2 = 285^\circ$ , тогда:

$$\sum F(x) = N_1 - N_2 \sin(\theta_2 - 270^\circ) - R \cos(\alpha - \theta_1) = 0;$$

$$\sum F(y) = N_2 \cos(\theta_2 - 270^\circ) - R \sin(\alpha - \theta_1) = 0.$$

Отсюда  $N_1 = 601 \text{ Н}$ ,  $N_2 = 1750 \text{ Н}$ .

3. Наконец мы рассчитываем силы, действующие на сверло БТА, по третьему режиму резания.

Силы, действующие на периферийную режущую пластину:

$$F_{y1} = 92,9 + 48,5 + 47,3 + 40,6 + 45,5 + 38,2 + (-36,3) = 276,7\text{Н}$$

$$F_{x1} = 255,8 + 250,3 + 256,6 + 236,2 + 234,7 + 213,7 + 286,7 = 1734,0\text{Н}$$

$$F_{z1} = 414,2 + 422 + 428,9 + 406,3 + 400,3 + 399,7 + 371,2 = 2842,6\text{Н}$$

Силы, действующие на промежуточную режущую пластину:

$$F_{y3} = -19,8 - 8,2 + 7,1 + 77,9 = 57,0\text{Н}$$

$$F_{x3} = 231,2 + 250,4 + 250,3 + 207,3 = 939,2\text{Н}$$

$$F_{z3} = -389,7 - 427,5 - 435,2 - 158,8 = -1411,2\text{Н}$$

Силы, действующие на центральную режущую пластину:

$$F_{y2} = 8,7 - 55,3 - 71,4 = -118\text{Н}$$

$$F_{x2} = 260,4 + 154 + 143,6 = 558\text{Н}$$

$$F_{z2} = 400,8 + 333,3 + 337,3 = 1071,4\text{Н}$$

По вышеуказанным результатам рассчитывают горизонтальную силу и вертикальную силу.

$$F_{\text{гор}} = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} = 276,7 - 118 + 57,0 = 215,7\text{Н}$$

$$F_{\text{верт}} = F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} = 2842,6 + 1071,4 - 1411,2 = 2502,8\text{Н}$$

Далее мы получаем равнодействующую силу  $F_{\text{гор}}$  и  $F_{\text{верт}}$ :

$$R = \sqrt{F_{\text{гор}}^2 + F_{\text{верт}}^2} = \sqrt{215,7^2 + 2502,8^2} = 2512,1\text{Н}$$

Мы получают следующие отношения:

$$\beta = \arctan \frac{F_{\text{верт}}}{F_{\text{гор}}} = \frac{2502,8}{215,7} = 85^\circ$$

$$\alpha = 180^\circ + \beta = 180^\circ + 85^\circ = 265^\circ$$

Реакции опоры нужно рассчитывать как векторные величины, при этом должны удовлетворяться следующие условия:

$$\sum F(x)=0;$$

$$\sum F(y)=0.$$

В рассматриваемом случае угол  $\theta_1 = 180^\circ$ ;  $\theta_2 = 285^\circ$ , тогда:

$$\sum F(x) = N_1 - N_2 \sin(\theta_2 - 270^\circ) - R \cos(\alpha - \theta_1) = 0;$$

$$\sum F(y) = N_2 \cos(\theta_2 - 270^\circ) - R \sin(\alpha - \theta_1) = 0.$$

Отсюда  $N_1=890\text{ Н}$ ,  $N_2=2591\text{ Н}$ .

Результаты расчета, полученные по исходным экспериментальным данным, показаны в таблице 1.4.

Таблица 1.4. Угол  $\alpha$  и силы реакции опоры для трех режимов резания

	$\alpha$	$N_1$	$N_2$
Режим резания №1	264°	759Н	2106Н
Режим резания №2	265°	601Н	1750Н
Режим резания №3	265°	890Н	2591Н

Из расчетов видно, что для всех трех режимов резания положение вектора силы резания остается постоянным.

Согласно результату расчета, сила реакции опоры  $N_2$  значительно больше, чем сила реакции опоры  $N_1$ . Это будет приводить к тому, что вторая направляющая пластина будет быстрее изнашиваться и, соответственно, быстрее ломаться. С учетом того, что сила трения определяется по формуле:  $F_{тр} = \mu \cdot N$ , процентное отношение сил реакции опоры  $N_1$  к  $N_2$  означает отношение износа 1-ой направляющей пластины к износу 2-ой направляющей пластины сверла БТА.

Таким образом, необходимо изменить положение режущих пластин таким образом, чтобы направляющие пластины сверла БТА подвергались примерно одинаковому износу во время сверления глубоких отверстий. В следующем разделе будет рассмотрено как обеспечить данное условие.

## 1.2.4 Расчет сил для разных конструкций сверла БТА

Необходимо обеспечить условие, чтобы направляющие пластины сверла БТА подвергались примерно одинаковому износу во время сверления глубоких отверстий.

Предложим несколько методов решения этой проблем, и подробно рассмотрим эти методы.

Метод № 1.1: изменение положения 2-ой направляющей пластины (увеличение угла  $\theta_2=300^\circ$ ).

Метод № 1.2: изменение положения 1-ой направляющей пластины (увеличение угла  $\theta_1=198^\circ$ ).

Метод № 2: изменение направления центральной пластины.

Метод № 3: одновременное изменение направления центральной пластины и положения 1-ой направляющей пластины.

Метод № 4: смещение центральной СМП по радиусу на  $\Delta y = 1\text{мм}$ .

Метод № 5.1: поворот периферийной СМП  $\Delta \lambda = -10^\circ$ .

Метод № 5.2: поворот центральной СМП  $\Delta \lambda = -10^\circ$ .

Метод № 5.3: поворот промежуточной СМП  $\Delta \lambda = -10^\circ$ .

Метод № 5.4: одновременный поворот периферийной и центральной СМП на  $\Delta \lambda = -10^\circ$ .

Метод № 5.5: поворот периферийной СМП  $\Delta \lambda = +10^\circ$ .

Метод № 5.6: поворот центральной СМП  $\Delta \lambda = +10^\circ$ .

Метод № 5.7: поворот промежуточной СМП  $\Delta \lambda = +10^\circ$ .

Метод № 5.8: одновременный поворот периферийной СМП и центральной СМП на  $-10^\circ$  в то же время поворот промежуточной СМП на  $+10^\circ$ .

Далее подробно рассмотрим эти методы.

1-й метод: изменение положения направляющих пластин. По результату расчета, полученному в прошлом разделе, значения сил реакции опоры  $N_1$  и  $N_2$ :

$$N_1 = 759\text{Н}; N_2 = 2106\text{Н}.$$

Результирующая сила  $R=2045,5\text{Н}$

Угол действия результирующей силы резания:

$$\alpha = (84^\circ)264^\circ$$

1) Изменение положения 2-ой направляющей пластины (увеличение угла  $\theta_2=300^\circ$ ).



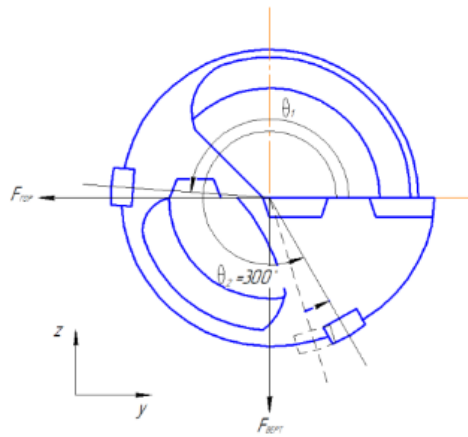


Рис. 1.23. Изменение положения 2-ой направляющей пластины (увеличение угла  $\theta_2=300^\circ$ )

Реакции опоры нужно рассчитывать как векторные величины, при этом должны удовлетворяться следующие условия:

$$\sum F(x)=0;$$

$$\sum F(y)=0.$$

В рассматриваемом случае угол  $\theta_1 = 180^\circ$ ;  $\theta_2 = 300^\circ$ , то:

$$\sum F(x) = N_1 - N_2 \sin(\theta_2 - 270^\circ) - R \cos(\alpha - \theta_1) = 0;$$

$$\sum F(y) = N_2 \cos(\theta_2 - 270^\circ) - R \sin(\alpha - \theta_1) = 0.$$

Отсюда  $N_1=1388$  Н,  $N_2=2349$  Н.

2)Изменение положения 1-ой направляющей пластины(увеличение угла  $\theta_1=198^\circ$ ).

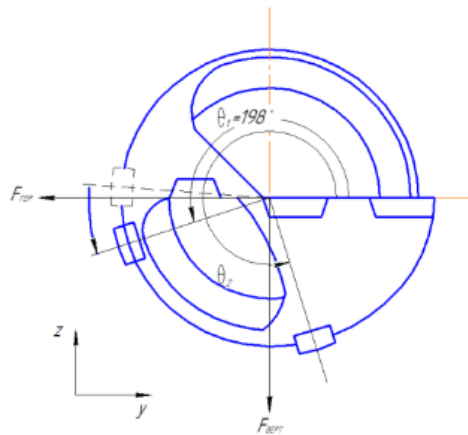


Рис. 1.24. Изменение положения 1-ой направляющей пластины (увеличение угла  $\theta_1=198^\circ$ ).

В данном случае угол  $\theta_1 = 198^\circ$ ;  $\theta_2 = 285^\circ$ , то:

$$\sum F(x) = N_1 \cos(\theta_1 - 180^\circ) - N_2 \sin(\theta_2 - 270^\circ) - R \cos(\alpha - 180^\circ) = 0$$

$$\sum F(y) = N_1 \sin(\theta_1 - 180^\circ) + N_2 \cos(\theta_2 - 270^\circ) - R \sin(\alpha - 180^\circ) = 0.$$

Отсюда  $N_1=734$ Н,  $N_2=1871,2$ Н.

2-й метод: можно изменять направление центральной пластины.

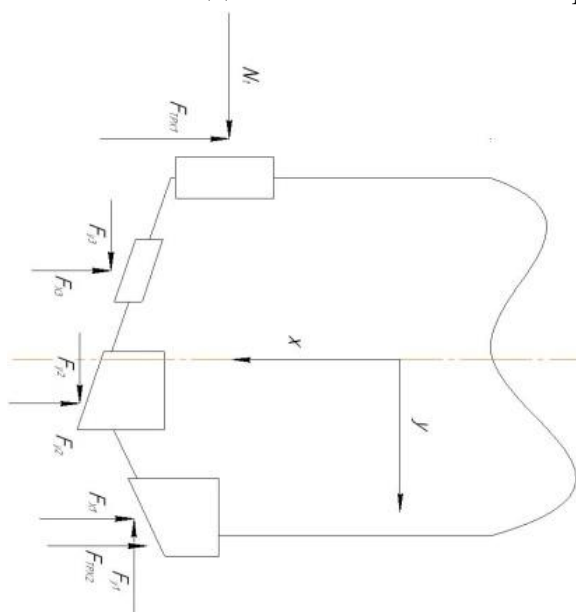


Рис. 1.25

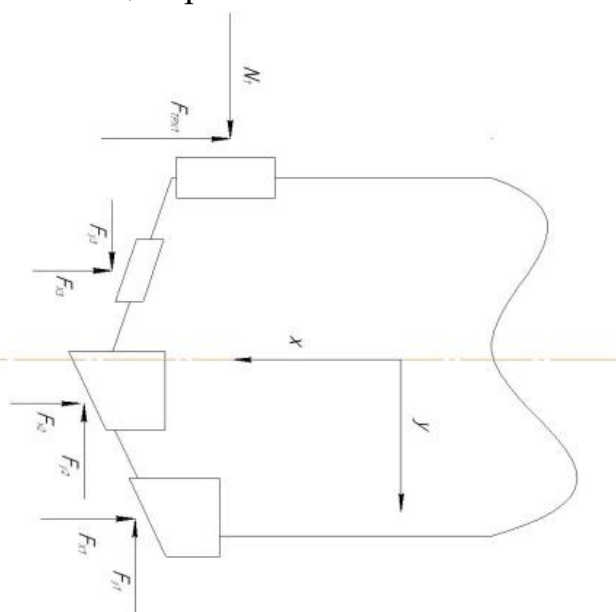


Рис. 1.26

В результате расчета мы наблюдаем, что для такой конструкции (показана на рис 1.25),

$$F_{гор} = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} = 213,6 - 51,4 + 25,8 = 188\text{Н}$$

Мы увидели, что  $F_{y2} = -51,4$ , если мы изменяем направление центральной пластины (показана на рис 1.26), она будет немного повышаться.

$$F_{гор} = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} = 213,6 + 51,4 + 25,8 = 290\text{Н}$$

Далее мы получаем равнодействующую силу  $F_{гор}$  и  $F_{верт}$ :

$$R = \sqrt{F_{гор}^2 + F_{верт}^2} = \sqrt{290^2 + 2036,8^2} = 2057,3\text{Н}.$$

Мы получают следующие отношения:

$$\beta = \arctan \frac{F_{верт}}{F_{гор}} = \frac{2036,8}{290} = 81^\circ;$$

$$\alpha = 180^\circ + \beta = 180^\circ + 81^\circ = 261^\circ;$$

Реакции опоры нужно рассчитывать как векторные величины, при этом должны удовлетворяться следующие условия:

$$\sum F(x)=0;$$

$$\sum F(y)=0.$$

В рассматриваемом случае угол  $\theta_1 = 180^\circ$ ;  $\theta_2 = 285^\circ$ , тогда:

$$\sum F(x) = N_1 - N_2 \sin(\theta_2 - 270^\circ) - R \cos(\alpha - \theta_1) = 0;$$

$$\sum F(y) = N_2 \cos(\theta_2 - 270^\circ) - R \sin(\alpha - \theta_1) = 0.$$

Отсюда  $N_1=867\text{ Н}$ ,  $N_2=2104\text{Н}$ .

По результату расчета видно, что при изменении направления центральной пластины, сила реакции опоры понижается очень мало, поэтому этот метод не эффективен.

3-й метод: одновременно изменять направление центральных пластин и положение первой направляющей пластины.

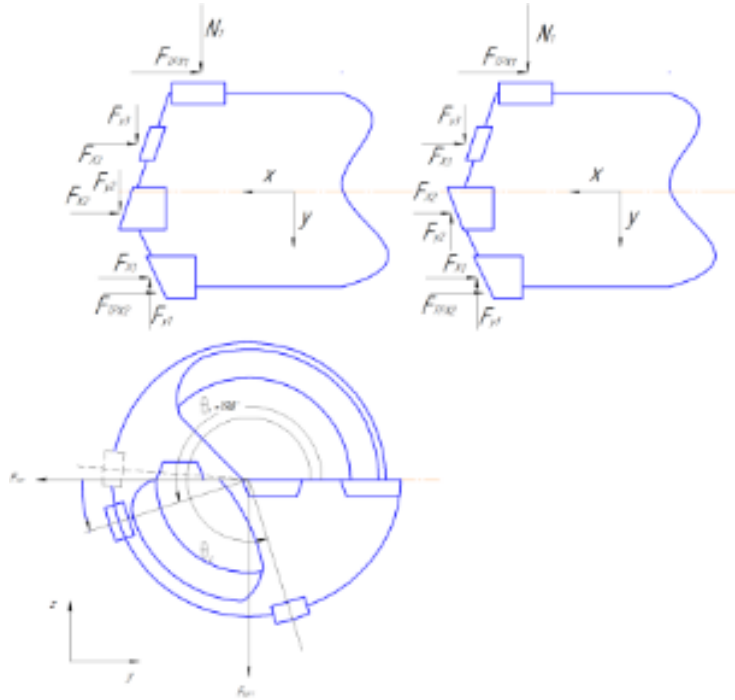


Рис.1.27. Одновременно изменять направление центральных пластин и положение первой направляющей пластины.

По результату расчета, полученному по методу №2, значения результирующей силы  $R=2057,3\text{H}$ . Угол действия результирующей силы резания:

$$\alpha = (81^\circ)261^\circ$$

В данном случае угол  $\theta_1 = 180^\circ$ ;  $\theta_2 = 300^\circ$  тогда:

$$\sum F(x) = N_1 - N_2 \sin(\theta_2 - 270^\circ) - R \cos(\alpha - \theta_1) = 0;$$

$$\sum F(y) = N_2 \cos(\theta_2 - 270^\circ) - R \sin(\alpha - \theta_1) = 0.$$

Отсюда  $N_1=1495\text{H}$ ;  $N_2=2346\text{H}$

4-й метод: смещение СМП

Смещение СМП по радиусу. Можно смещать центральную пластину к центру на миллиметр по оси Y.

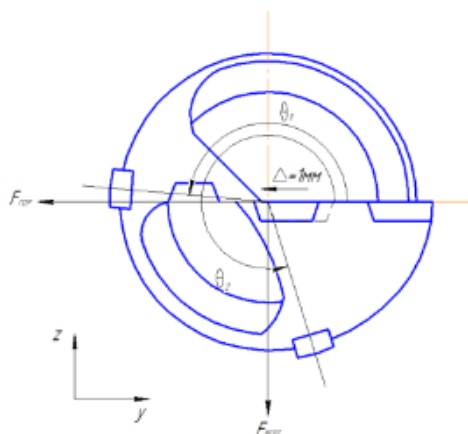


Рис.1.28. смещение СМП по радиусу  $\Delta y = 1\text{мм}$

Теперь мы рассчитываем силы, действующие на сверло БТА по первому набору данных:

Силы, действующие на периферийную режущую пластину:

$$F_{y1} = 67,3 + 39,8 + 27,7 + 31,9 + 28 + 31,8 + (-12,9) = 213,6\text{Н};$$

$$F_{x1} = 184,5 + 192,7 + 174 + 162,5 + 152,4 + 169,5 + 230 = 1265,6\text{Н};$$

$$F_{z1} = 279,9 + 293,7 + 286 + 276,1 + 257,4 + 273,1 + 308,8 = 1975\text{Н}.$$

Силы, действующие на промежуточную режущую пластину:

$$F_{y3} = -16,2 - 6,2 - 3,4 + 51,6 = 25,8\text{Н};$$

$$F_{x3} = 169,3 + 153,2 + 171,8 + 145,9 = 640,2\text{Н};$$

$$F_{z3} = -275 - 263,3 - 281,1 - 282,6 - 103,8 = -1205,8\text{Н}.$$

Силы, действующие на центральную режущую пластину:

$$F_{y2} = 9,4 - 34,8 - 45,7 + 19,7 = -51,4\text{Н};$$

$$F_{x2} = 181,4 + 103,2 + 119,4 + 113 = 517\text{Н};$$

$$F_{z2} = 217,8 + 267,8 + 232 = 717,6\text{Н}.$$

По вышеуказанным результатам рассчитывают горизонтальную силу и вертикальную силу.

$$F_{\text{гор}} = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} = 213,6 - 51,4 + 25,8 = 188\text{Н}$$

$$F_{\text{верт}} = F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} = 1975 + 717,6 - 1205,8 = 1486,8\text{Н}$$

Далее мы получаем равнодействующую силу  $F_{\text{гор}}$  и  $F_{\text{верт}}$ :

$$R = \sqrt{F_{\text{гор}}^2 + F_{\text{верт}}^2} = \sqrt{188^2 + 1486,8^2} = 1498,6\text{Н}$$

Мы получают следующие отношения:

$$\beta = \arctan \frac{F_{\text{верт}}}{F_{\text{гор}}} = \frac{1486,8}{188} = 82^\circ;$$

$$\alpha = 180^\circ + \beta = 180^\circ + 82^\circ = 262^\circ;$$

В данном случае угол  $\theta_1 = 180^\circ$ ;  $\theta_2 = 285^\circ$ , тогда:

$$\sum F(x) = N_1 - N_2 \sin(\theta_2 - 270^\circ) - R \cos(\alpha - \theta_1) = 0;$$

$$\sum F(y) = N_2 \cos(\theta_2 - 270^\circ) - R \sin(\alpha - \theta_1) = 0.$$

Отсюда  $N_1=606\text{Н}$ ,  $N_2=1536\text{Н}$

5-й метод: поворот периферийной СМП.

Метод 5.1. Поворот периферийной режущей пластины на  $-10^\circ$  (рис.1.29)

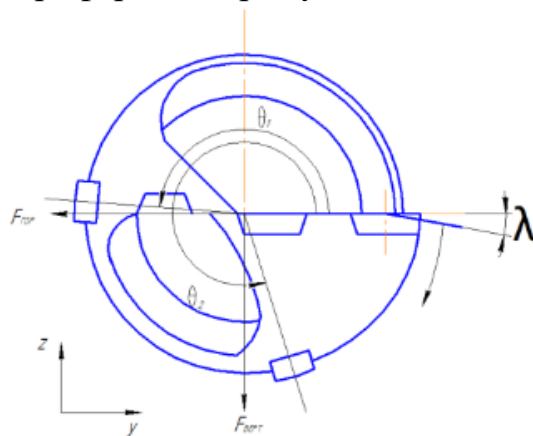


Рис.1.29. Поворот периферийной режущей пластины на  $-10^\circ$

Согласно рис.1.29 мы получили следующие отношения:

$$F'_{z1} = F_{z1} \cos \lambda - F_{y1} \sin \lambda;$$

$$F'_{y1} = F_{y1} \cos \lambda + F_{z1} \sin \lambda.$$

Теперь рассчитаем силы, действующие на сверло БТА по первому набору данных:

Силы, действующие на периферийную режущую пластину:

$$F_{y1} = 67,3 + 39,8 + 27,7 + 31,9 + 28 + 31,8 + (-12,9) = 213,6\text{Н};$$

$$F_{z1} = 279,9 + 293,7 + 286 + 276,1 + 257,4 + 273,1 + 308,8 = 1975\text{Н}.$$

После поворота периферийной режущей пластины, мы получили новый набор сил, действующих на периферийную режущую пластину  $F'_{z1}$  и  $F'_{y1}$ :

$$F'_{z1} = F_{z1} \cos \lambda - F_{y1} \sin \lambda = 1975 \cos 10^\circ - 213,6 \sin 10^\circ = 1907,9\text{Н};$$

$$F'_{y1} = F_{y1} \cos \lambda + F_{z1} \sin \lambda = 213,6 \cos 10^\circ + 1975 \sin 10^\circ = 533,3\text{Н}.$$

Силы, действующие на промежуточную режущую пластину:

$$F_{y3} = -16,2 - 6,2 - 3,4 + 51,6 = 25,8\text{Н};$$

$$F_{z3} = -263,3 - 281,1 - 282,6 - 103,8 = -930,8\text{Н}.$$

Силы, действующие на центральную режущую пластину:

$$F_{y2} = 9,4 - 34,8 - 45,7 + 19,7 = -51,4\text{Н};$$

$$F_{z2} = 275 + 217,8 + 267,8 + 232 = 992,6\text{Н}.$$

По вышеуказанным результатам рассчитывают горизонтальную силу и

вертикальную силу:

$$F_{\text{гор}} = F'_{y1} + F_{y2} + F_{y3} = 533,3 - 51,4 + 25,8 = 507,7\text{Н};$$

$$F_{\text{верт}} = F'_{z1} + F_{z2} + F_{z3} = 1907,9 + 992,6 - 930,8 = 1967,7\text{Н}.$$

Далее мы получаем равнодействующую силу  $F_{\text{гор}}$  и  $F_{\text{верт}}$ :

$$R = \sqrt{F_{\text{гор}}^2 + F_{\text{верт}}^2} = \sqrt{507,7^2 + 1967,7^2} = 2032,1\text{Н}.$$

Мы получаем следующие отношения:

$$\beta = \arctan \frac{F_{\text{верт}}}{F_{\text{гор}}} = \frac{1967,7}{507,7} = 75^\circ;$$

$$\alpha = 180^\circ + \beta = 180^\circ + 75^\circ = 255^\circ;$$

В данном случае угол  $\theta_1 = 180^\circ$ ;  $\theta_2 = 285^\circ$ , тогда:

$$\sum F(x) = N_1 - N_2 \sin(\theta_2 - 270^\circ) - R \cos(\alpha - \theta_1) = 0;$$

$$\sum F(y) = N_2 \cos(\theta_2 - 270^\circ) - R \sin(\alpha - \theta_1) = 0.$$

Отсюда  $N_1 = 1052\text{Н}$ ,  $N_2 = 2032,1\text{Н}$ .

Метод 5.2. Поворот центральной режущей пластины на  $-10^\circ$  (рис 1.30)

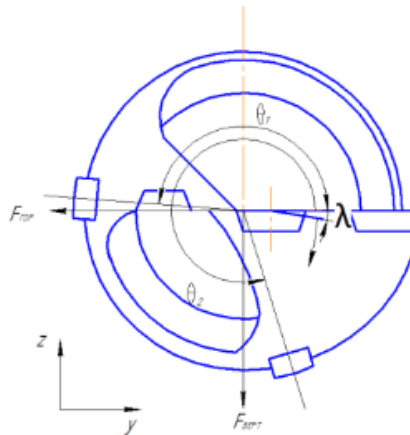


Рис. 1.30. Поворот центральной режущей пластины на  $-10^\circ$

Согласно рис 1.30 мы получили следующие отношения:

$$F'_{z2} = F_{z2} \cos \lambda - F_{y2} \sin \lambda;$$

$$F'_{y2} = F_{y2} \cos \lambda + F_{z2} \sin \lambda.$$

Силы, действующие на периферийную режущую пластину:

$$F_{y1} = 67,3 + 39,8 + 27,7 + 31,9 + 28 + 31,8 + (-12,9) = 213,6\text{Н};$$

$$F_{z1} = 279,9 + 293,7 + 286 + 276,1 + 257,4 + 273,1 + 308,8 = 1975\text{Н}.$$

Силы, действующие на промежуточную режущую пластину:

$$F_{y3} = -16,2 - 6,2 - 3,4 + 51,6 = 25,8\text{Н};$$

$$F_{z3} = -263,3 - 281,1 - 282,6 - 103,8 = -930,8\text{Н}.$$

Силы, действующие на центральную режущую пластину:

$$F_{y2} = 9,4 - 34,8 - 45,7 + 19,7 = -51,4\text{Н};$$

$$F_{z2} = 275 + 217,8 + 267,8 + 232 = 992,6\text{Н}.$$

После поворота центральной режущей пластины, мы получили новый набор сил, действующих на центральную режущую пластину  $F'_{z2}$  и  $F'_{y2}$ :

$$F'_{z2} = F_{z2} \cos \lambda - F_{y2} \sin \lambda = 992,6 \cos 10^\circ - (-51,4) \sin 10^\circ = 986,4\text{Н};$$

$$F'_{y2} = F_{y2} \cos \lambda + F_{z2} \sin \lambda = (-51,4) \cos 10^\circ + 992,6 \sin 10^\circ = 121,7\text{Н}.$$

По вышеуказанным результатам рассчитывают горизонтальную силу и вертикальную силу.

$$F_{\text{гор}} = F_{y1} + F'_{y2} + F_{y3} = 213,6 + 121,7 + 25,8 = 361,1\text{Н};$$

$$F_{\text{верт}} = F_{z1} + F'_{z2} + F_{z3} = 1975 + 986,4 - 930,8 = 2030,6\text{Н}.$$

Далее мы получаем равнодействующую силу  $F_{\text{гор}}$  и  $F_{\text{верт}}$ :

$$R = \sqrt{F_{\text{гор}}^2 + F_{\text{верт}}^2} = \sqrt{361,1^2 + 2030,6^2} = 2062,5\text{Н}.$$

Мы получаем следующие отношения:

$$\beta = \arctan \frac{F_{\text{верт}}}{F_{\text{гор}}} = \frac{2030,6}{361,1} = 80^\circ;$$

$$\alpha = 180^\circ + \beta = 180^\circ + 80^\circ = 260^\circ;$$

В данном случае угол  $\theta_1 = 180^\circ$ ;  $\theta_2 = 285^\circ$ , тогда:

$$\sum F(x) = N_1 - N_2 \sin(\theta_2 - 270^\circ) - R \cos(\alpha - \theta_1) = 0;$$

$$\sum F(y) = N_2 \cos(\theta_2 - 270^\circ) - R \sin(\alpha - \theta_1) = 0.$$

Отсюда  $N_1 = 902\text{Н}$ ,  $N_2 = 2103\text{Н}$ .

Метод 5.3. Поворот промежуточной режущей пластины на  $-10^\circ$  (рис. 1.31)

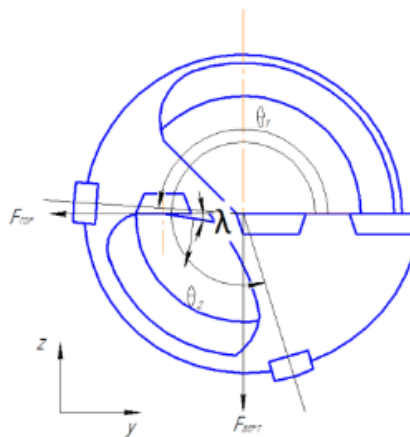


Рис. 1.31. Поворот промежуточной режущей пластины на  $-10^\circ$

Согласно рис. 1.31 мы получили следующие отношения:

$$F'_{z3} = F_{z3} \cos \lambda - F_{y3} \sin \lambda;$$

$$F'_{y3} = F_{y3} \cos \lambda + F_{z3} \sin \lambda.$$

Силы, действующие на периферийную режущую пластину:

$$F_{y1} = 67,3 + 39,8 + 27,7 + 31,9 + 28 + 31,8 + (-12,9) = 213,6 \text{ Н};$$

$$F_{z1} = 279,9 + 293,7 + 286 + 276,1 + 257,4 + 273,1 + 308,8 = 1975 \text{ Н}.$$

Силы, действующие на промежуточную режущую пластину:

$$F_{y3} = -16,2 - 6,2 - 3,4 + 51,6 = 25,8 \text{ Н};$$

$$F_{z3} = -263,3 - 281,1 - 282,6 - 103,8 = -930,8 \text{ Н}.$$

После поворота промежуточной режущей пластины, мы получили новый набор сил, действующих на центральную режущую пластину  $F'_{z3}$  и  $F'_{y3}$ :

$$F'_{z3} = F_{z3} \cos \lambda - F_{y3} \sin \lambda = (-930,8) \cos 10^\circ - (25,8) \sin 10^\circ = -921,1 \text{ Н};$$

$$F'_{y3} = F_{y3} \cos \lambda + F_{z3} \sin \lambda = (25,8) \cos 10^\circ + (-930,8) \sin 10^\circ = -136,2 \text{ Н}.$$

Силы, действующие на центральную режущую пластину:

$$F_{y2} = 9,4 - 34,8 - 45,7 + 19,7 = -51,4 \text{ Н};$$

$$F_{z2} = 275 + 217,8 + 267,8 + 232 = 992,6 \text{ Н}.$$

По вышеуказанным результатам рассчитывают горизонтальную силу и вертикальную силу:

$$F_{\text{гор}} = F_{y1} + F_{y2} + F'_{y3} = 213,6 - 51,4 - 136,2 = 26 \text{ Н};$$

$$F_{\text{верт}} = F_{z1} + F_{z2} + F'_{z3} = 1975 + 992,6 - 921,1 = 2046,5 \text{ Н}.$$

Далее мы получаем равнодействующую силу  $F_{\text{гор}}$  и  $F_{\text{верт}}$ :

$$R = \sqrt{F_{\text{гор}}^2 + F_{\text{верт}}^2} = \sqrt{26^2 + 2046,5^2} = 2046,7 \text{ Н}.$$

Мы получаем следующие отношения

$$\beta = \arctan \frac{F_{\text{верт}}}{F_{\text{гор}}} = \frac{2046,5}{26} = 89^\circ;$$

$$\alpha = 180^\circ + \beta = 180^\circ + 89^\circ = 269^\circ;$$

В данном случае угол  $\theta_1 = 180^\circ$ ;  $\theta_2 = 285^\circ$ , тогда:

$$\sum F(x) = N_1 - N_2 \sin(\theta_2 - 270^\circ) - R \cos(\alpha - \theta_1) = 0;$$

$$\sum F(y) = N_2 \cos(\theta_2 - 270^\circ) - R \sin(\alpha - \theta_1) = 0.$$

Отсюда  $N_1 = 584 \text{ Н}$ ,  $N_2 = 2118,6 \text{ Н}$ .

Метод 5.4. Одновременный поворот периферийной режущей пластины и центральной режущей пластины на  $-10^\circ$  (рис. 1.32)



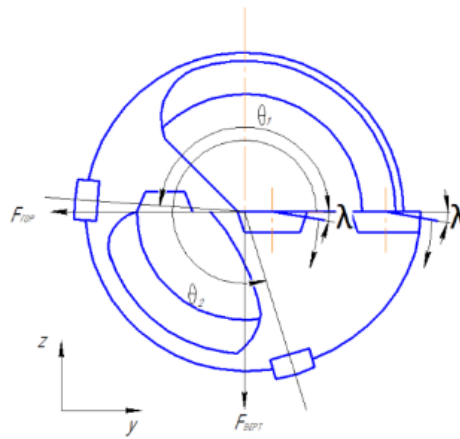


Рис. 1.32. Одновременный поворот периферийной режущей пластины и центральной режущей пластины на  $-10^\circ$

Согласно рис 1.32 мы получили следующие отношения:

$$F'_{z1} = F_{z1} \cos \lambda - F_{y1} \sin \lambda;$$

$$F'_{y1} = F_{y1} \cos \lambda + F_{z1} \sin \lambda;$$

$$F'_{z2} = F_{z2} \cos \lambda - F_{y2} \sin \lambda;$$

$$F'_{y2} = F_{y2} \cos \lambda + F_{z2} \sin \lambda.$$

Силы, действующие на периферийную режущую пластину:

$$F_{y1} = 67,3 + 39,8 + 27,7 + 31,9 + 28 + 31,8 + (-12,9) = 213,6 \text{ Н};$$

$$F_{z1} = 279,9 + 293,7 + 286 + 276,1 + 257,4 + 273,1 + 308,8 = 1975 \text{ Н}.$$

После поворота периферийной режущей пластины, мы получили новый набор сил, действующих на периферийную режущую пластину  $F'_{z1}$  и  $F'_{y1}$ :

$$F'_{z1} = F_{z1} \cos \lambda - F_{y1} \sin \lambda = 1975 \cos 10^\circ - 213,6 \sin 10^\circ = 1907,9 \text{ Н};$$

$$F'_{y1} = F_{y1} \cos \lambda + F_{z1} \sin \lambda = 213,6 \cos 10^\circ + 1975 \sin 10^\circ = 533,3 \text{ Н}.$$

Силы, действующие на промежуточную режущую пластину:

$$F_{y3} = -16,2 - 6,2 - 3,4 + 51,6 = 25,8 \text{ Н};$$

$$F_{z3} = -263,3 - 281,1 - 282,6 - 103,8 = -930,8 \text{ Н}.$$

Силы, действующие на центральную режущую пластину:

$$F_{y2} = 9,4 - 34,8 - 45,7 + 19,7 = -51,4 \text{ Н};$$

$$F_{z2} = 275 + 217,8 + 267,8 + 232 = 992,6 \text{ Н}.$$

После поворота центральной режущей пластины, мы получили новый набор сил, действующих на центральную режущую пластину  $F'_{z2}$  и  $F'_{y2}$ :

$$F'_{z2} = F_{z2} \cos \lambda - F_{y2} \sin \lambda = 992,6 \cos 10^\circ - (-51,4) \sin 10^\circ = 986,4 \text{ Н};$$

$$F'_{y2} = F_{y2} \cos \lambda + F_{z2} \sin \lambda = (-51,4) \cos 10^\circ + 992,6 \sin 10^\circ = 121,7 \text{ Н}.$$

По вышеуказанным результатам рассчитывают горизонтальную силу и вертикальную силу:

$$F_{гор} = F'_{y1} + F'_{y2} + F_{y3} = 533,3 + 121,7 + 25,8 = 680,8Н;$$

$$F_{верт} = F'_{z1} + F'_{z2} + F_{z3} = 1907,9 + 986,4 - 930,8 = 1963,5Н.$$

Далее мы получаем равнодействующую силу  $F_{гор}$  и  $F_{верт}$ :

$$R = \sqrt{F_{гор}^2 + F_{верт}^2} = \sqrt{680,8^2 + 1963,5^2} = 2077,9Н.$$

Мы получаем следующие отношения:

$$\beta = \arctan \frac{F_{верт}}{F_{гор}} = \frac{1963,5}{680,8} = 70^\circ;$$

$$\alpha = 180^\circ + \beta = 180^\circ + 70^\circ = 250^\circ;$$

В данном случае угол  $\theta_1 = 180^\circ$ ;  $\theta_2 = 285^\circ$ , тогда:

$$\sum F(x) = N_1 - N_2 \sin(\theta_2 - 270^\circ) - R \cos(\alpha - \theta_1) = 0;$$

$$\sum F(y) = N_2 \cos(\theta_2 - 270^\circ) - R \sin(\alpha - \theta_1) = 0.$$

Отсюда  $N_1 = 1233,9Н$ ,  $N_2 = 2021,5Н$ .

Метод 5.5. Поворот периферийной режущей пластины на  $10^\circ$  (рис. 1.33)

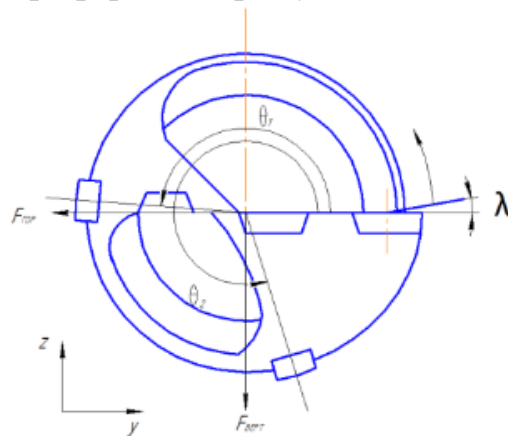


Рис.1.33. Повернуть периферийную режущую пластину на  $10^\circ$

Согласно рис. 1.33 мы получили следующие отношения:

$$F'_{z1} = F_{z1} \cos \lambda + F_{y1} \sin \lambda;$$

$$F'_{y1} = F_{y1} \cos \lambda - F_{z1} \sin \lambda.$$

Теперь мы рассчитываем силы, действующие на сверло БТА по первому набору данных.

Силы, действующие на периферийную режущую пластину:

$$F_{y1} = 67,3 + 39,8 + 27,7 + 31,9 + 28 + 31,8 + (-12,9) = 213,6Н;$$

$$F_{z1} = 279,9 + 293,7 + 286 + 276,1 + 257,4 + 273,1 + 308,8 = 1975Н.$$

После поворота периферийной режущей пластины, мы получили новый набор сил, действующих на периферийную режущую пластину  $F'_{z1}$  и  $F'_{y1}$ :

$$F'_{z1} = F_{z1} \cos \lambda + F_{y1} \sin \lambda = 1975 \cos 10^\circ + 213,6 \sin 10^\circ = 1982,1Н;$$

$$F'_{y1} = F_{y1} \cos \lambda - F_{z1} \sin \lambda = 213,6 \cos 10^\circ - 1975 \sin 10^\circ = -132,6 \text{ Н}.$$

Силы, действующие на промежуточную режущую пластину:

$$F_{y3} = -16,2 - 6,2 - 3,4 + 51,6 = 25,8 \text{ Н};$$

$$F_{z3} = -263,3 - 281,1 - 282,6 - 103,8 = -930,8 \text{ Н}.$$

Силы, действующие на центральную режущую пластину:

$$F_{y2} = 9,4 - 34,8 - 45,7 + 19,7 = -51,4 \text{ Н};$$

$$F_{z2} = 275 + 217,8 + 267,8 + 232 = 992,6 \text{ Н}.$$

По вышеуказанным результатам рассчитывают горизонтальную силу и вертикальную силу:

$$F_{\text{гор}} = F'_{y1} + F_{y2} + F_{y3} = -132,6 - 51,4 + 25,8 = -158,2 \text{ Н};$$

$$F_{\text{верт}} = F'_{z1} + F_{z2} + F_{z3} = 1982,1 + 992,6 - 930,8 = 2043,9 \text{ Н}.$$

Далее мы получаем равнодействующую силу  $F_{\text{гор}}$  и  $F_{\text{верт}}$ :

$$R = \sqrt{F_{\text{гор}}^2 + F_{\text{верт}}^2} = \sqrt{(-158,2)^2 + 2043,9^2} = 2050 \text{ Н}.$$

Мы получаем следующие отношения:

$$\beta = \arctan \frac{F_{\text{верт}}}{F_{\text{гор}}} = \frac{2043,9}{-158,2} = -85^\circ;$$

$$\alpha = 360^\circ - |\beta| = 360^\circ - 85^\circ = 275^\circ;$$

В данном случае угол  $\theta_1 = 180^\circ$ ;  $\theta_2 = 285^\circ$ , тогда:

$$\sum F(x) = N_1 - N_2 \sin(\theta_2 - 270^\circ) + R \sin(\alpha - 270^\circ) = 0;$$

$$\sum F(y) = N_2 \cos(\theta_2 - 270^\circ) - R \cos(\alpha - \theta_1) = 0.$$

Отсюда  $N_1 = 368,3 \text{ Н}$ ,  $N_2 = 2114 \text{ Н}$ .

Метод 5.6. Поворот центральной режущей пластины на  $10^\circ$  (рис. 1.34)

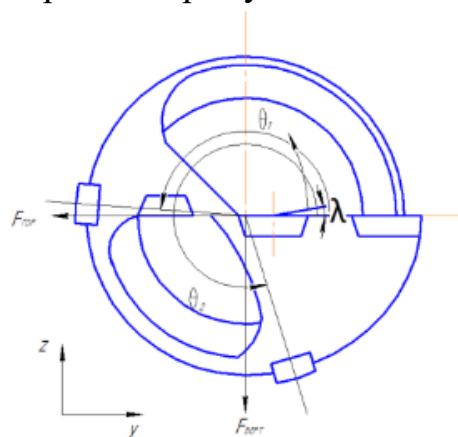


Рис.1.34. Поворот центральной режущей пластины на  $10^\circ$

Согласно рис.1.34 мы получили следующие отношения:

$$F'_{z2} = F_{z2} \cos \lambda + F_{y2} \sin \lambda;$$

$$F'_{y2} = F_{y2} \cos \lambda - F_{z2} \sin \lambda.$$

Теперь мы рассчитываем силы, действующие на сверло БТА по первому набору данных:

Силы, действующие на периферийную режущую пластину:

$$F_{y1} = 67,3 + 39,8 + 27,7 + 31,9 + 28 + 31,8 + (-12,9) = 213,6 \text{ Н};$$

$$F_{z1} = 279,9 + 293,7 + 286 + 276,1 + 257,4 + 273,1 + 308,8 = 1975 \text{ Н}.$$

Силы, действующие на промежуточную режущую пластину:

$$F_{y3} = -16,2 - 6,2 - 3,4 + 51,6 = 25,8 \text{ Н};$$

$$F_{z3} = -263,3 - 281,1 - 282,6 - 103,8 = -930,8 \text{ Н}.$$

Силы, действующие на центральную режущую пластину:

$$F_{y2} = 9,4 - 34,8 - 45,7 + 19,7 = -51,4 \text{ Н};$$

$$F_{z2} = 275 + 217,8 + 267,8 + 232 = 992,6 \text{ Н}.$$

После поворота центральной режущей пластины, мы получили новый набор сил, действующих на центральную режущую пластину  $F'_{z2}$  и  $F'_{y2}$ :

$$F'_{z2} = F_{z2} \cos \lambda + F_{y2} \sin \lambda = 992,6 \cos 10^\circ - 51,4 \sin 10^\circ = 968,6 \text{ Н};$$

$$F'_{y2} = F_{y2} \cos \lambda - F_{z2} \sin \lambda = -51,4 \cos 10^\circ - 992,6 \sin 10^\circ = -222,9 \text{ Н}.$$

По вышеуказанным результатам рассчитывают горизонтальную силу и вертикальную силу.

$$F_{\text{гор}} = F_{y1} + F'_{y2} + F_{y3} = 213,6 - 222,9 + 25,8 = 16,5 \text{ Н};$$

$$F_{\text{верт}} = F_{z1} + F'_{z2} + F_{z3} = 1975 + 968,6 - 930,8 = 2012,8 \text{ Н}.$$

Далее мы получаем равнодействующую силу  $F_{\text{гор}}$  и  $F_{\text{верт}}$ :

$$R = \sqrt{F_{\text{гор}}^2 + F_{\text{верт}}^2} = \sqrt{16,5^2 + 2012,8^2} = 2012,9 \text{ Н}.$$

Мы получаем следующие отношения:

$$\beta = \arctan \frac{F_{\text{верт}}}{F_{\text{гор}}} = \frac{2012,8}{16,5} = 89^\circ;$$

$$\alpha = 180^\circ + \beta = 180^\circ + 89^\circ = 269^\circ;$$

В данном случае угол  $\theta_1 = 180^\circ$ ;  $\theta_2 = 285^\circ$ , тогда:

$$\sum F(x) = N_1 - N_2 \sin(\theta_2 - 270^\circ) - R \cos(\alpha - \theta_1) = 0;$$

$$\sum F(y) = N_2 \cos(\theta_2 - 270^\circ) - R \sin(\alpha - \theta_1) = 0.$$

Отсюда  $N_1 = 574,5 \text{ Н}$ ,  $N_2 = 2084 \text{ Н}$ .

Метод 5.7. Поворот промежуточной режущей пластины на  $10^\circ$  (рис. 1.35)

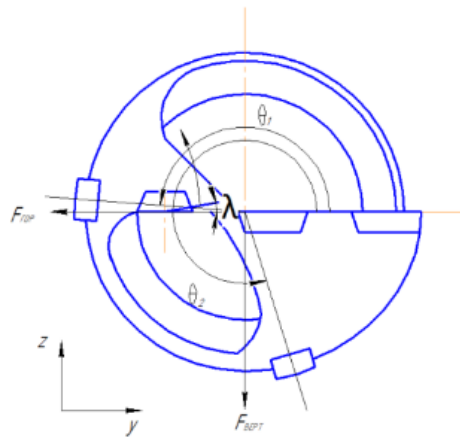


Рис.1.35. Поворот по методу 5.7

Согласно рис.1.35 мы получили следующие отношения:

$$F'_{z3} = F_{z3} \cos \lambda + F_{y3} \sin \lambda;$$

$$F'_{y3} = F_{y3} \cos \lambda - F_{z3} \sin \lambda.$$

Теперь мы рассчитываем силы, действующие на сверло БТА по первому набору данных:

Силы, действующие на периферийную режущую пластину:

$$F_{y1} = 67,3 + 39,8 + 27,7 + 31,9 + 28 + 31,8 + (-12,9) = 213,6\text{Н};$$

$$F_{z1} = 279,9 + 293,7 + 286 + 276,1 + 257,4 + 273,1 + 308,8 = 1975\text{Н}.$$

Силы, действующие на промежуточную режущую пластину:

$$F_{y3} = -16,2 - 6,2 - 3,4 + 51,6 = 25,8\text{Н};$$

$$F_{z3} = -263,3 - 281,1 - 282,6 - 103,8 = -930,8\text{Н}.$$

После поворота промежуточной режущей пластины, мы получили новый набор сил, действующих на промежуточную режущую пластину  $F'_{z3}$  и  $F'_{y3}$ :

$$F'_{z3} = F_{z3} \cos \lambda + F_{y3} \sin \lambda = -930,8 \cos 10^\circ + 25,8 \sin 10^\circ = -912\text{Н};$$

$$F'_{y3} = F_{y3} \cos \lambda - F_{z3} \sin \lambda = 25,8 \cos 10^\circ - (-930,8) \sin 10^\circ = 187\text{Н}.$$

Силы, действующие на центральную режущую пластину:

$$F_{y2} = 9,4 - 34,8 - 45,7 + 19,7 = -51,4\text{Н};$$

$$F_{z2} = 275 + 217,8 + 267,8 + 232 = 992,6\text{Н}.$$

По вышеуказанным результатам рассчитывают горизонтальную силу и вертикальную силу:

$$F_{\text{гор}} = F_{y1} + F_{y2} + F'_{y3} = 213,6 - 51,4 + 187 = 349,2\text{Н};$$

$$F_{\text{верт}} = F_{z1} + F_{z2} + F'_{z3} = 1975 + 992,6 - 912 = 2055,6\text{Н}.$$

Далее мы получаем равнодействующую силу  $F_{\text{гор}}$  и  $F_{\text{верт}}$ :

$$R = \sqrt{F_{\text{гор}}^2 + F_{\text{верт}}^2} = \sqrt{349,2^2 + 2055,6^2} = 2085\text{Н}.$$

Мы получаем следующие отношения

$$\beta = \arctan \frac{F_{\text{верт}}}{F_{\text{гор}}} = \frac{2055,6}{349} = 80^\circ;$$

$$\alpha = 180^\circ + \beta = 180^\circ + 80^\circ = 260^\circ;$$

В данном случае угол  $\theta_1 = 180^\circ$ ;  $\theta_2 = 285^\circ$ , тогда:

$$\sum F(x) = N_1 - N_2 \sin(\theta_2 - 270^\circ) - R \cos(\alpha - \theta_1) = 0;$$

$$\sum F(y) = N_2 \cos(\theta_2 - 270^\circ) - R \sin(\alpha - \theta_1) = 0.$$

Отсюда  $N_1=912\text{Н}$ ,  $N_2=2126\text{Н}$ .

Метод 5.8. Одновременный поворот периферийной и центральной режущей пластин на  $-10^\circ$  с поворотом промежуточной режущей пластины на  $10^\circ$  (рис. 1.36)

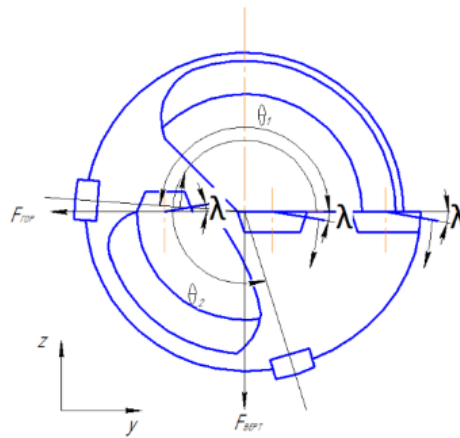


Рис.1.36. Поворот по методу 5.8

Согласно рис.1.36 мы получили следующие отношения:

$$F'_{z1} = F_{z1} \cos \lambda - F_{y1} \sin \lambda;$$

$$F'_{y1} = F_{y1} \cos \lambda + F_{z1} \sin \lambda;$$

$$F'_{z2} = F_{z2} \cos \lambda - F_{y2} \sin \lambda;$$

$$F'_{y2} = F_{y2} \cos \lambda + F_{z2} \sin \lambda;$$

$$F'_{z3} = F_{z3} \cos \lambda + F_{y3} \sin \lambda;$$

$$F'_{y3} = F_{y3} \cos \lambda - F_{z3} \sin \lambda.$$

Теперь мы рассчитываем силы, действующие на сверло БТА по первому набору данных.

Силы, действующие на периферийную режущую пластину:

$$F_{y1} = 67,3 + 39,8 + 27,7 + 31,9 + 28 + 31,8 + (-12,9) = 213,6\text{Н};$$

$$F_{z1} = 279,9 + 293,7 + 286 + 276,1 + 257,4 + 273,1 + 308,8 = 1975\text{Н}.$$

После поворота периферийной режущей пластины, мы получили новый набор сил, действующих на периферийную режущую пластину  $F'_{z1}$  и  $F'_{y1}$ :

$$F'_{z1} = F_{z1} \cos \lambda - F_{y1} \sin \lambda = 1975 \cos 10^\circ - 213,6 \sin 10^\circ = 1907,9 \text{Н};$$

$$F'_{y1} = F_{y1} \cos \lambda + F_{z1} \sin \lambda = 213,6 \cos 10^\circ + 1975 \sin 10^\circ = 533,3 \text{Н}.$$

Силы, действующие на промежуточную режущую пластину:

$$F_{y3} = -16,2 - 6,2 - 3,4 + 51,6 = 25,8 \text{Н};$$

$$F_{z3} = -263,3 - 281,1 - 282,6 - 103,8 = -930,8 \text{Н}.$$

После поворота промежуточной режущей пластины, мы получили новый набор сил, действующих на промежуточную режущую пластину  $F'_{z3}$  и  $F'_{y3}$ :

$$F'_{z3} = F_{z3} \cos \lambda + F_{y3} \sin \lambda = -930,8 \cos 10^\circ + 25,8 \sin 10^\circ = -912 \text{Н};$$

$$F'_{y3} = F_{y3} \cos \lambda - F_{z3} \sin \lambda = 25,8 \cos 10^\circ - (-930,8) \sin 10^\circ = 187 \text{Н}.$$

Силы, действующие на центральную режущую пластину:

$$F_{y2} = 9,4 - 34,8 - 45,7 + 19,7 = -51,4 \text{Н};$$

$$F_{z2} = 275 + 217,8 + 267,8 + 232 = 992,6 \text{Н}.$$

После поворота центральной режущей пластины, мы получили новый набор сил, действующих на центральную режущую пластину  $F'_{z2}$  и  $F'_{y2}$ :

$$F'_{z2} = F_{z2} \cos \lambda - F_{y2} \sin \lambda = 992,6 \cos 10^\circ - (-51,4) \sin 10^\circ = 986,4 \text{Н};$$

$$F'_{y2} = F_{y2} \cos \lambda + F_{z2} \sin \lambda = (-51,4) \cos 10^\circ + 992,6 \sin 10^\circ = 121,7 \text{Н}.$$

По вышеуказанным результатам рассчитывают горизонтальную силу и вертикальную силу.

$$F_{\text{гор}} = F'_{y1} + F'_{y2} + F'_{y3} = 533,3 + 121,7 + 187 = 842 \text{Н};$$

$$F_{\text{верт}} = F'_{z1} + F'_{z2} + F'_{z3} = 1907,9 + 986,4 - 912 = 1982,3 \text{Н}.$$

Далее мы получаем равнодействующую силу  $F_{\text{гор}}$  и  $F_{\text{верт}}$ :

$$R = \sqrt{F_{\text{гор}}^2 + F_{\text{верт}}^2} = \sqrt{842^2 + 1982,3^2} = 2153,7 \text{Н}.$$

Мы получаем следующие отношения

$$\beta = \arctan \frac{F_{\text{верт}}}{F_{\text{гор}}} = \frac{1982,3}{842} = 67^\circ;$$

$$\alpha = 180^\circ + \beta = 180^\circ + 67^\circ = 247^\circ;$$

В данном случае угол  $\theta_1 = 180^\circ$ ;  $\theta_2 = 285^\circ$ , тогда:

$$\sum F(x) = N_1 - N_2 \sin(\theta_2 - 270^\circ) - R \cos(\alpha - \theta_1) = 0;$$

$$\sum F(y) = N_2 \cos(\theta_2 - 270^\circ) - R \sin(\alpha - \theta_1) = 0.$$

Отсюда  $N_1 = 1373 \text{Н}$ ,  $N_2 = 2052,4 \text{Н}$ .

### 1.2.5 Анализ и рекомендации

В данном разделе проводится анализ результатов расчета, показанных выше.

Результаты расчета, полученные по исходным экспериментальным данным, показаны в таблице 1.5.

Таблица 1.5. Результаты расчета

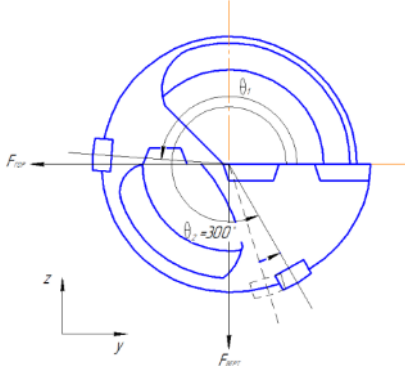
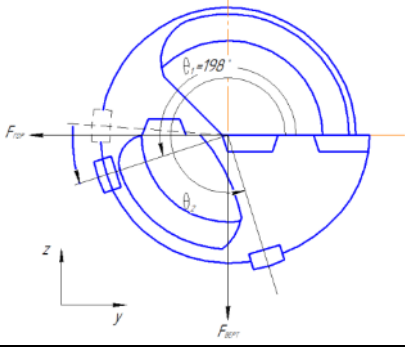
Набор данных	Режим резания №1	Режим резания №2	Режим резания №3
Угол между равнодействующей силой и осью $-x$ ( $x$ )	$\alpha = 84^\circ(264^\circ)$	$\alpha = 85^\circ(265^\circ)$	$\alpha = 85^\circ(265^\circ)$
Сила реакции опоры $N_1$	759Н (26%)	601Н (26%)	890Н (26%)
Сила реакции опоры $N_2$	2106Н (74%)	1750Н (74%)	2591Н (74%)

Теперь сравним вышеуказанные результаты расчета с результатами расчета, полученными по различным методам улучшения (показаны в таблице 1.6).

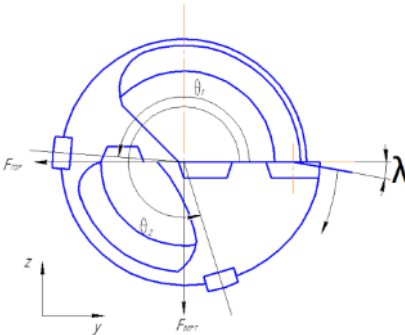
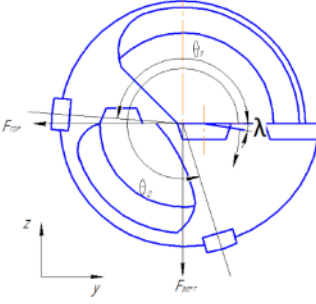
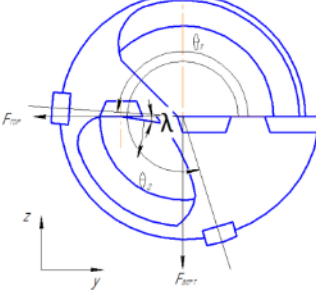
Далее необходимо выбрать самые эффективные методы для того, чтобы отношение износа 1-ой направляющей пластины к износу 2-ой направляющей пластины сверла БТА уменьшилось до соотношения примерно 35% : 65%.

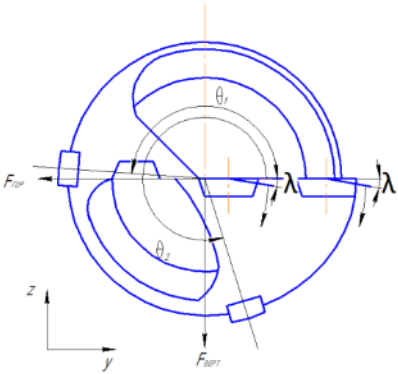
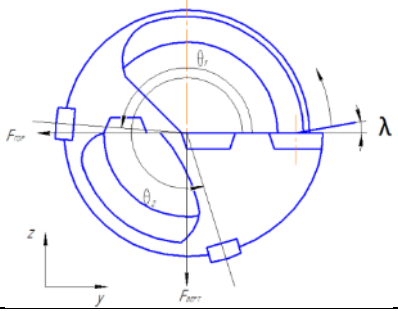
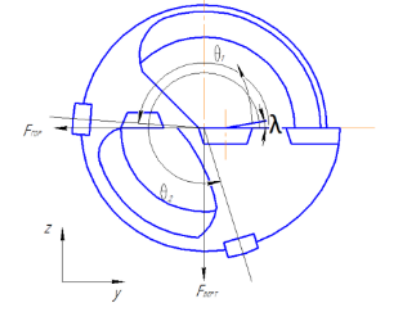


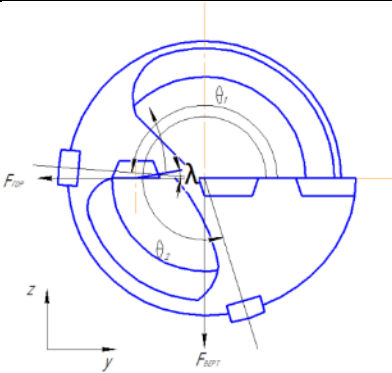
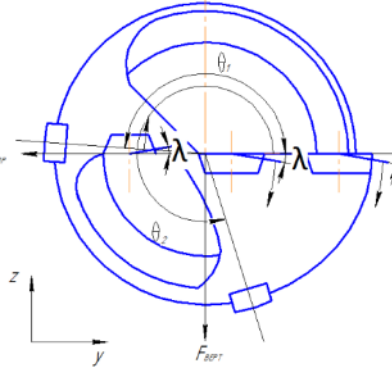
Таблица 1.6. Результаты расчетов

Метод	Результаты расчета	Сравнение с исходным значением	Меры	Схема	Комментарии
Метод 1	$\alpha = 84^\circ (264^\circ)$	—	Изменение положения 2-ой направляющей пластины (увеличение угла $\theta_2=300^\circ$ )		Силы реакции опоры $N_1$ и $N_2$ увеличиваются, поэтому этот метод не подходит.
	$N_1 = 1388H$ (37%)	+83%			
	$N_2 = 2349H$ (63%)	+11%			
Метод 1.2	$\alpha = 84^\circ (264^\circ)$	—	Изменение положения 1-ой направляющей пластины (увеличение угла $\theta_1=198^\circ$ )		Этот метод подходит, потому что силы реакции опоры $N_1$ и $N_2$ уменьшается. Но изменить положение 1-ой направляющей СМП запрещено
	$N_1 = 734H$ (28%)	−3,3%			
	$N_2 = 1871,2H$ (72%)	−11%			

Метод 2	$\alpha = 81^\circ(261^\circ)$	$-3^\circ$	изменение направления центральных пластин	
---------	--------------------------------	------------	---	--

Метод 5.1	$\alpha = 75^\circ(255^\circ)$	$-7^\circ$	Поворот периферийной СМП $\Delta \lambda = -10^\circ$		Этот метод подходит, потому что угол $\alpha$ уменьшается, одновременно неуравновешенная радиальная сила R уменьшается.
	$N_1 = 1052H$ (34%)	+39%			
	$N_2 = 2032,1H$ (66%)	-3,5%			
Метод 5.2	$\alpha = 80^\circ(260^\circ)$	$-4^\circ$	Поворот центральной СМП $\Delta \lambda = -10^\circ$		Этот метод подходит, потому что угол $\alpha$ уменьшается. Но неуравновешенная радиальная сила R увеличивается, поэтому это неэффективный метод.
	$N_1 = 902H$ (30%)	+19%			
	$N_2 = 2103H$ (70%)	-0,1%			
Метод 5.3	$\alpha = 89^\circ(269^\circ)$	$+5^\circ$	Поворот промежуточной СМП $\Delta \lambda = -10^\circ$		Этот метод вообще не подходит, потому что угол $\alpha$ увеличивается и сложно обработать корпус.
	$N_1 = 584H$ (22%)	-23%			
	$N_2 = 2118,6H$ (78%)	+0,6%			

Метод 5.4	$\alpha = 70^\circ(250^\circ)$	$-14^\circ$	Комбо (одновременный поворот периферийной СМП и центральной СМП на $\Delta \lambda = -10^\circ$ )		Этот метод не подходит, потому что хотя угол $\alpha$ уменьшается, но сила реакции опоры $N_1$ сильно увеличивается.
	$N_1 = 1233,9H$ (38%)	$+63\%$			
	$N_2 = 2021,5H$ (71%)	$-4\%$			
Метод 5.5	$\alpha = -85^\circ(275^\circ)$	$+11^\circ$	Поворот периферийной СМП $\Delta \lambda = +10^\circ$		Этот метод вообще не подходит, потому что значение угла $\alpha$ является отрицательным(угла $\alpha$ увеличивается).
	$N_1 = 368,3H$ (15%)	$-51\%$			
	$N_2 = 2114H$ (85%)	$+0,4\%$			
Метод 5.6	$\alpha = 89^\circ(269^\circ)$	$+5^\circ$	Поворот центральной СМП $\Delta \lambda = +10^\circ$		Этот метод вообще не подходит, потому что угла $\alpha$ увеличивается.
	$N_1 = 574,5H$ (22%)	$-24\%$			
	$N_2 = 2084H$ (78%)	$-1\%$			

Метод 5.7	$\alpha = 80^\circ(260^\circ)$	$-4^\circ$	Поворот промежуточной СМП $\Delta \lambda = +10^\circ$		Этот метод не подходит, потому что сложно обработать корпус и силы реакции опоры $N_1$ и $N_2$ увеличивается.
	$N_1 = 912H$ (30%)	+20%			
	$N_2 = 2126H$ (84%)	+1%			
Метод 5.8	$\alpha = 67^\circ(247^\circ)$	$-17^\circ$	одновременный поворот периферийной СМП и центральной СМП на $-10^\circ$ в то же время поворот промежуточной СМП на $+10^\circ$		Этот метод не подходит, потому что сложно обработать корпус.
	$N_1 = 1373H$ (40%)	+80%			
	$N_2 = 2052,4H$ (67%)	$-2,5\%$			

Согласно вышеуказанным результатам, можно сделать следующие выводы: метод 1 неприменим, т.к. реакции опоры  $N_1$  и  $N_2$  увеличиваются. Метод 1.2 неприменим, хотя силы реакции опоры  $N_1$  и  $N_2$  уменьшаются, изменить положение 1-ой направляющей СМП невозможно. Метод 2 неприменим, потому что угол  $\alpha$  уменьшается, реакция опоры  $N_2$  уменьшается, но незначительно, а неуравновешенная радиальная сила  $R$  увеличивается. Поэтому этот метод неэффективен. Метод 3 неприменим, потому что силы реакции опоры  $N_1$  и  $N_2$  увеличиваются. Метод 4 может быть использован; путем смещения центральной СМП уменьшаются угол  $\alpha$  и неуравновешенная радиальная сила  $R$  (на 27%). Метод 5.1 также может быть использован, т.к. поворот периферийной СМП приводит к уменьшению угла  $\alpha$  и неуравновешенной радиальной силы  $R$ . Метод 5.2 применим, т.к. поворот центральной СМП приводит к уменьшению угла  $\alpha$ , но неуравновешенная радиальная сила  $R$  увеличивается, поэтому данный метод является неэффективным. Метод 5.3 не применим, потому что угол  $\alpha$  увеличивается и усложняется обработка корпуса. Метод 5.4 не применим из-за того, что сила реакции опоры сильно увеличивается. Метод 5.5 не применим, потому что значение угла  $\alpha$  становится отрицательным (угол  $\alpha$  увеличивается). Метод 5.6 не применим, т.к. угол  $\alpha$  увеличивается. Методы 5.7 и 5.8 не применимы из-за сложной обработки корпуса сверла.

### Рекомендация

На основе анализа результатов расчетов предлагается изменить положение и угловую ориентацию режущих СМП следующим образом:

- сместить центральную СМП радиально к оси сверла на 1мм;
- повернуть периферийную СМП на угол  $\lambda = 5^\circ$ ;
- повернуть центральную СМП на угол  $\lambda = 3^\circ$  (см. рис. 1.37).

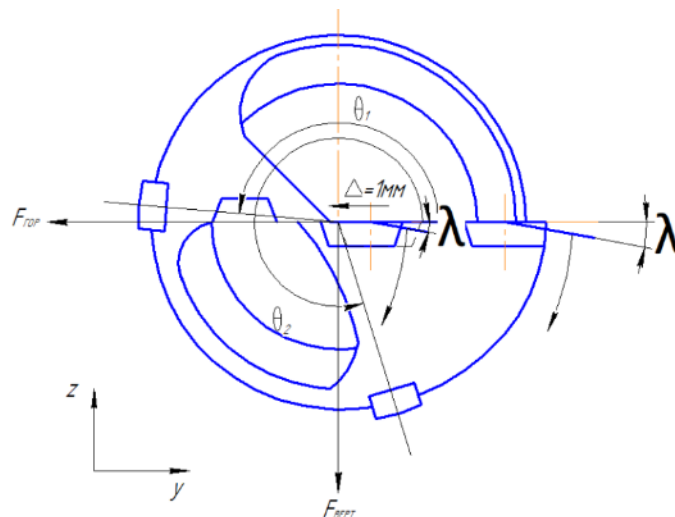


Рис. 1.37. Изменение положения центральной и периферийной СМП

Результат расчета реакций опор после изменения положения центральной и периферийной СМП согласно рекомендации приведен в таблице 1.7.

Таблица 1.7. Результат расчета

	$\alpha$	$N_1$	$N_2$
Исходные данные	84° (264°)	759Н (26%)	2106Н (74%)
Результат расчета	76° (256°)	756Н (33%)	1513Н (67%)
По сравнению с исходными данными	–9,5%	–0,4%	–28%

Как видно из расчетов нормальная сила на второй направляющей пластине снизилась в полтора раза, следовательно скорость изнашивания данной пластины также будет ниже. Соотношение нормальных сил, действующих на выглаживающих поверхностях направляющих пластин, уменьшилось с 1:3 до 1:2, значит отношение скорости износа 1-ой направляющей пластины к скорости износа 2-ой направляющей пластины также уменьшится. Это позволит проводить обработку глубоких отверстий с меньшим числом остановов для смены направляющих СМП или по причине выхода из строя одной из направляющих пластин.

## Вывод

Приведенная схема расчета сил совместно с известным значением удельной силы резания может быть использована для проектирования сверл БТА большей эффективности, т.к. позволяет спрогнозировать и оценить величину сил, действующих на режущие и направляющие СМП при их различном расположении и определить какое положение СМП обеспечит наибольшую стойкость и работоспособность сверла БТА.

### 1.3 Расчет элементов сверла БТА на прочность

В данном разделе проводится расчет элементов сверла БТА на прочность с помощью программных пакетов ANSYS.

Прочность является свойством материала сопротивляться разрушению под действием напряжений, возникающих под воздействием внешних сил.

При расчете на прочность используют как расчет по допускаемым напряжениям, так и расчет по допускаемому числу циклов нагружения. Основные неравенства расчета по допустимым напряжениям:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma], \quad \tau_{\max} \leq [\tau]$$

где  $\sigma_{\max}$  и  $\tau_{\max}$  — наибольшие расчётные нормальное и касательное напряжения, соответственно;

$[\sigma]$  и  $[\tau]$  — допускаемые нормальное и касательное напряжения, безопасные для прочности детали.

Теперь мы проведем расчет с помощью программных пакетов ANSYS.

Для расчета сверла БТА на прочность сначала определим силы, действующие на сверло БТА согласно экспериментальным данным (показаны на таблице 1.3) (положения и названия режущих и направляющих пластин сверла БТА показаны на рис. 1.3.1), и системе сил, действующих на сверло БТА (показана на рис. 1.3.2). Результаты расчета, полученные по исходным экспериментальным данным, показаны в таблице 1.3.1.

Таблица 1.3.1 Результаты расчета

Набор данных	Угол между равнодействующей силой и осью $-x$ ( $x$ )	Сила реакции опоры $N_1$	Сила реакции опоры $N_2$
Режим резания №1	$\alpha = 84^\circ (264^\circ)$	759Н	2106Н

Составляющие силы, действующие на разные сменные пластины показаны в таблице 1.3.2.



Таблица 1.3.2 составляющие силы

СМП	$F_x, \text{Н}$	$F_y, \text{Н}$	$F_z, \text{Н}$
периферийная	1265, 6	213,6	1975
промежуточная	640,2	25,8	-930,8
центральная	517	-51,4	992,6

Далее по результатам расчета провести моделирование статического нагружения сверла БТА.

#### 1) Параметры материалы сверла БТА

Материал корпуса сверла БТА: инструментальная сталь Х12МФ

Модель деформирования Х12МФ: Isotropic Elasticity (Изотропная Эластичность). Механические свойство Х12Мф показанны в таблице 1.3.3

Таблица 1.3.3 механические свойства Х12МФ

Плотность кг/м-3	Модуль Юнга(МПа)	Коэффициент Пуассона	Предел текучести при растяжении (МПа)	Предел текучести при сжатии (МПа)	Предел прочности при растяжении (МПа)	Предел прочности при сжатии (МПа)
7700	220000	0,3	550	550	710	710

Материал режущих и направляющих пластин сверла БТА: твердый сплав ВК8.

Модель деформирования ВК8: Isotropic Elasticity (Изотропная Эластичность). Механические свойство Х12Мф показанны в таблице 1.3.4.

Таблица 1.3.4 механические свойства ВК

Плотность кг/м-3	Модуль Юнга(МПа)	Коэффициент Пуассона	Предел текучести при растяжении (МПа)	Предел текучести при сжатии (МПа)	Предел прочности при растяжении (МПа)	Предел прочности при сжатии (МПа)
14500	600000	0,2	1400	4700	1400	4700

1 направляющая пластина

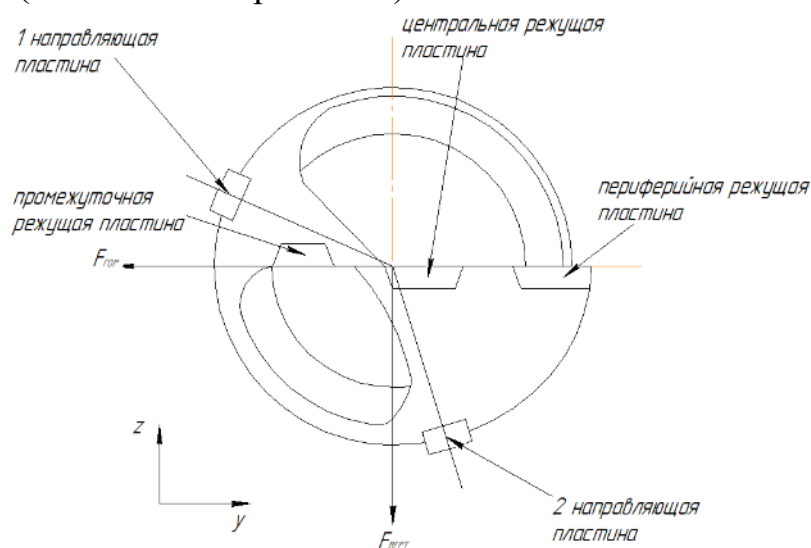


Рис. 1.3.1. Положения и названия режущих и направляющих пластин

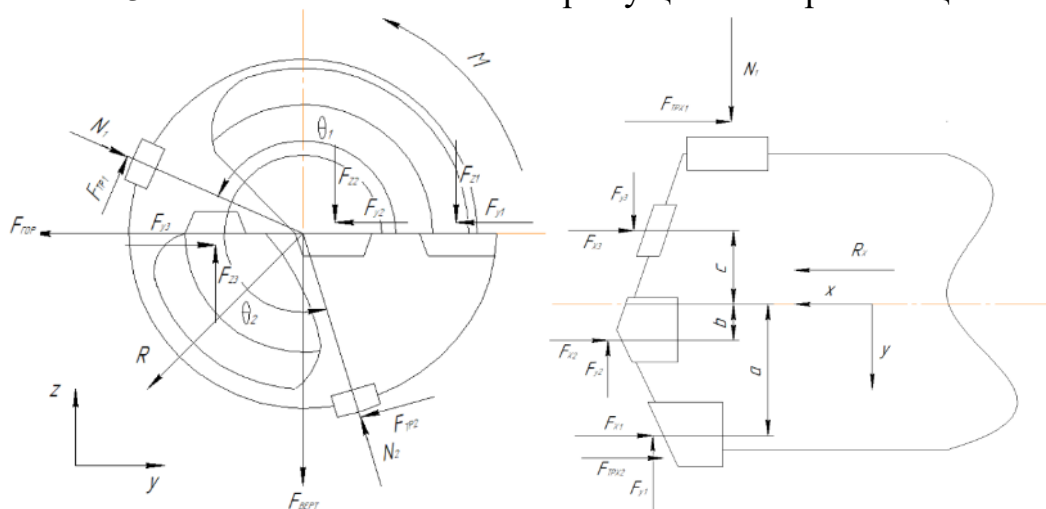


Рис. 1.3.2. Система сил, действующих на сверло БТА

Далее мы определим силы трения по следующему формуле:

$$F_{\text{Tpe}} = \mu \cdot I$$

В данном случае коэффициент трения  $\mu = 0,1$ , тогда силы трения:

$$F_{Tpe1} = \mu \cdot N_1 = 0,1 \cdot 759 = 75,9H \quad F_{Tpex1} = \mu \cdot N_1 = 0,1 \cdot 759 = 75,9H$$

$$F_{\text{Tpex2}} = \mu \cdot N_2 = 0,1 \cdot 2106 = 210,6\text{H} \quad F_{\text{Tpex2}} = \mu \cdot N_2 = 0,1 \cdot 2106 = 210,6\text{H}$$

Теперь приложим силы, действующие на сверло БТА по таблице 1.3.5(показанны на рис.1.3.3)

Таблица 1.3.5 силы, действующие на сверло БТА по таблице 1.3.5

Силы, действующие на периферийную режущую пластину				
$F_{x1}$		$F_{y1}$		$F_{z1}$
1265,6Н		213,6Н		1975Н
Силы, действующие на центральную режущую пластину				
$F_{x2}$		$F_{y2}$		$F_{z2}$
517Н		-51,4Н		992,6Н
Силы, действующие на промежуточную режущую пластину				
$F_{x3}$		$F_{y3}$		$F_{z3}$
640,2Н		25,8Н		-930,8Н
Силы трения				
Первая направляющая		Вторая направляющая		периферийная режущая
СМП		СМП		пластина
$F_{трe1}$	$F_{трex1}$	$F_{трe2}$	$F_{трex2}$	$F_{трe3}$
75,9Н	75,9Н	210,6Н	210,6Н	24Н
Силы реакции опоры				
$N_1$			$N_2$	
759Н			2106Н	

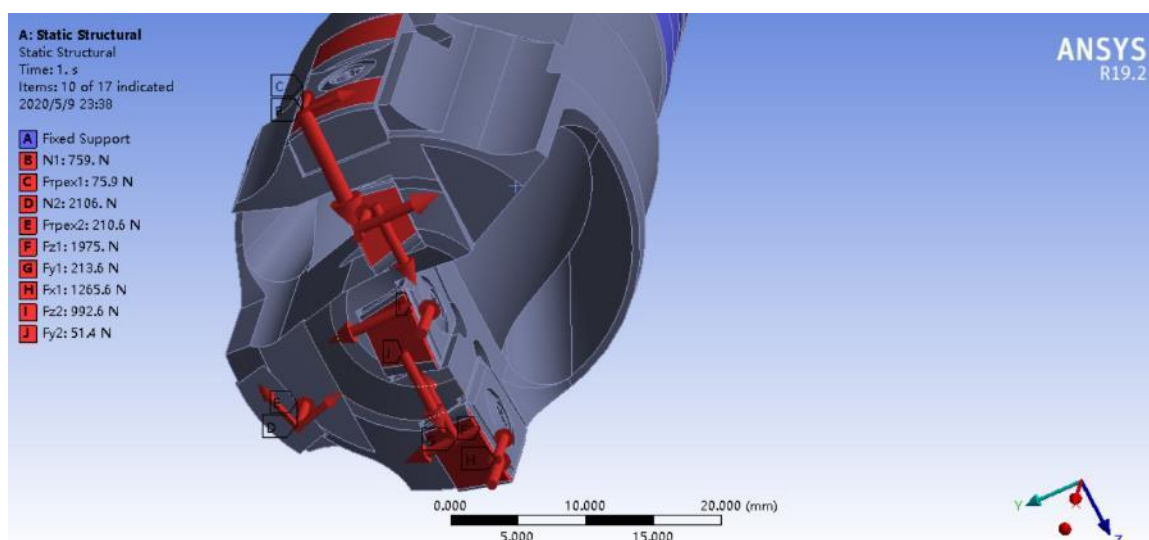


Рис.1.3.3. Силы, действующие на сверло БТА

Дальше мы рассмотрим полную деформацию и эквивалентное

напряжение сверла БТА в целом (показаны на рис.1.3.4 и рис.1.3.5 соответственно).

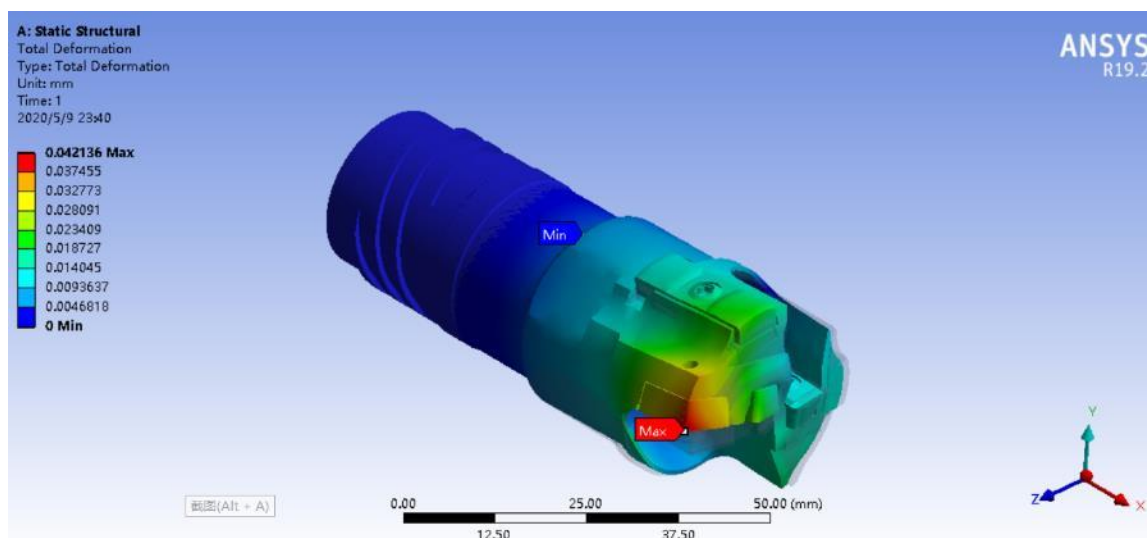


Рис.1.3.4. Полная деформация сверла БТА

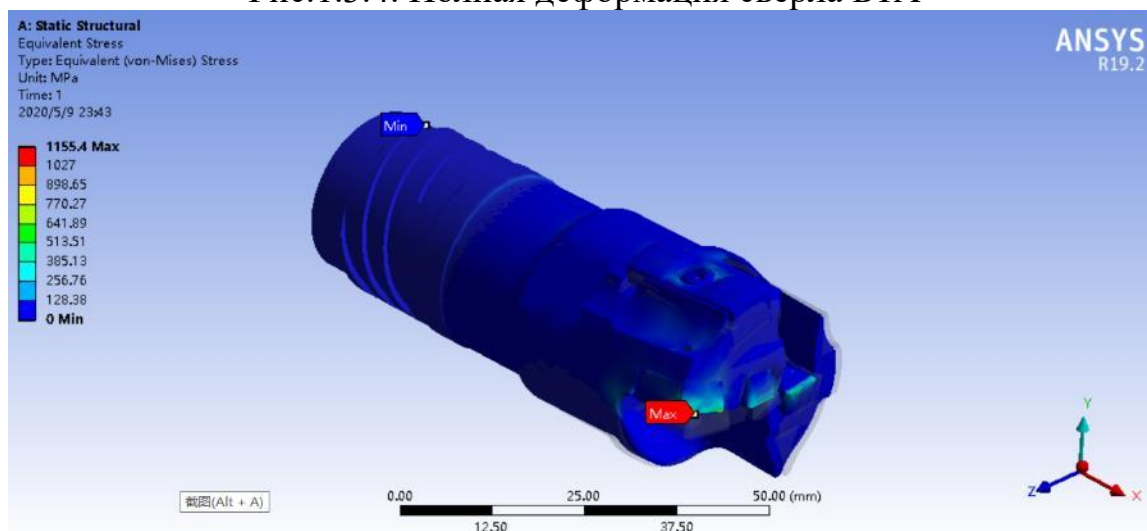


Рис.1.3.5. Эквивалентное напряжение сверла БТА

Из графика эквивалентного напряжения сверла БТА видно, что максимальное эквивалентное напряжение равно 1155,4 МПа.

Из графика полной деформации сверла БТА мы видим, что максимальная деформация равна 0,042мм, и она возникла на периферийной режущей пластине. Теперь нам надо определить направление максимальной деформации (0,042мм). Из нижеуказанных графиков, мы видим, что максимальная деформация направлена на ось у (рис.1.3.7). И она возникла на периферийной режущей пластине.

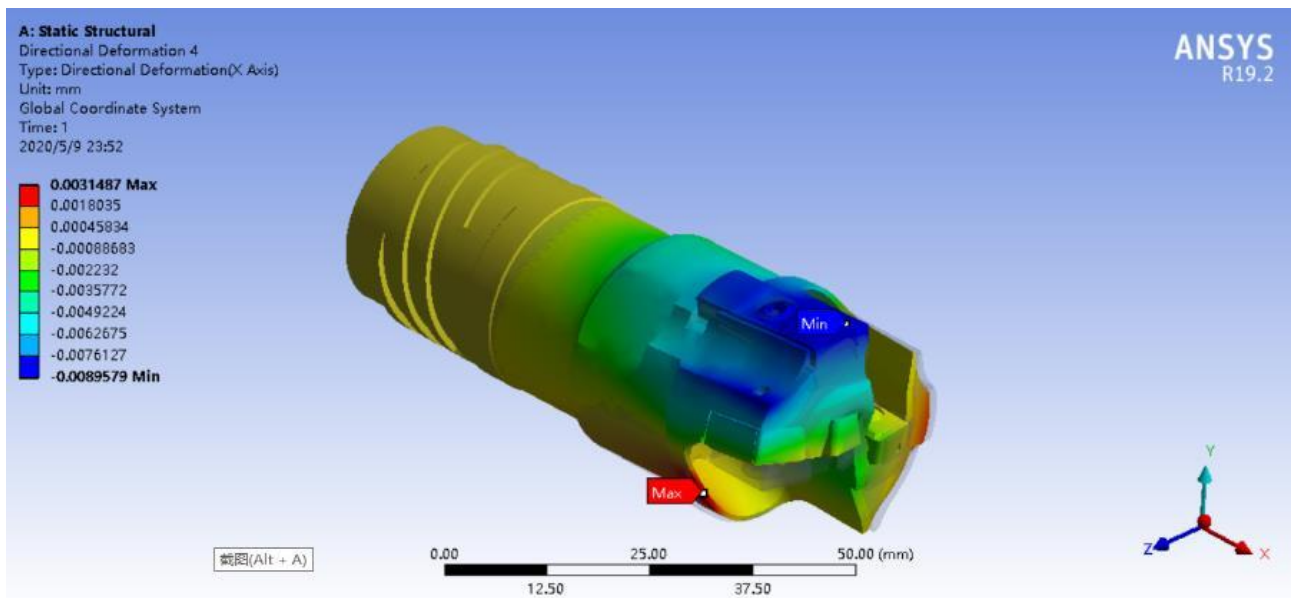


Рис.1.3.6. Направленная деформация сверла БТА (ось X)

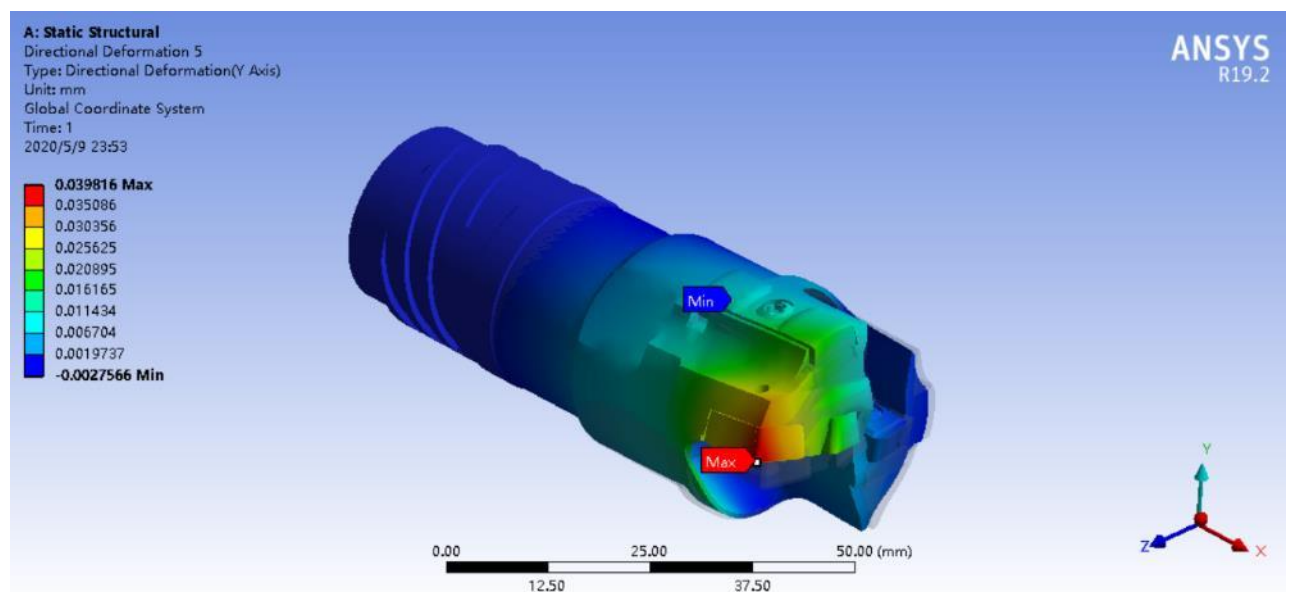


Рис.1.3.7. Направленная деформация сверла БТА (ось Y)

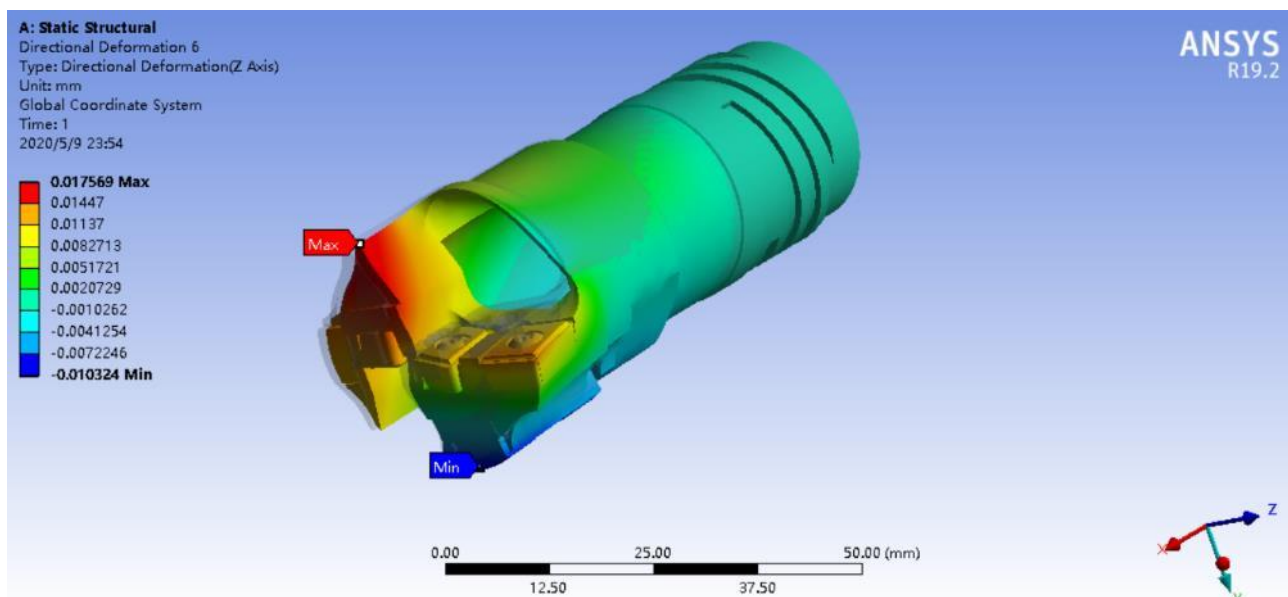


Рис.1.3.8. Направленная деформация сверла БТА (ось Z)

Далее мы подробно рассмотрим деформации, которые возникли на периферийной режущей пластине. Из графика мы видим, что для периферийных режущих СМП сверла БТА максимальная деформация равна 0.0398мм, она направлена на ось Y.

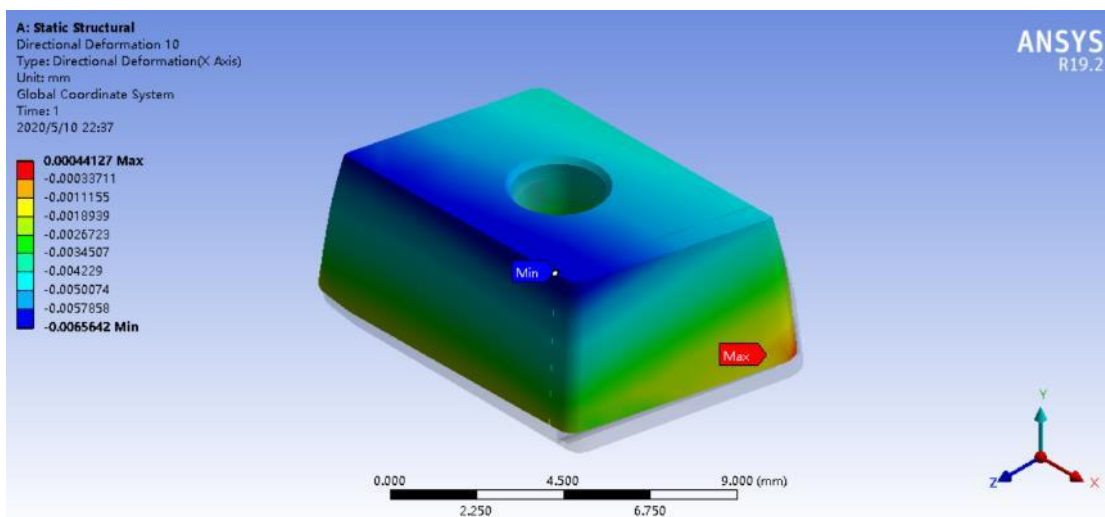


Рис.1.3.9. Направленная деформация периферийной режущей пластины (ось X)

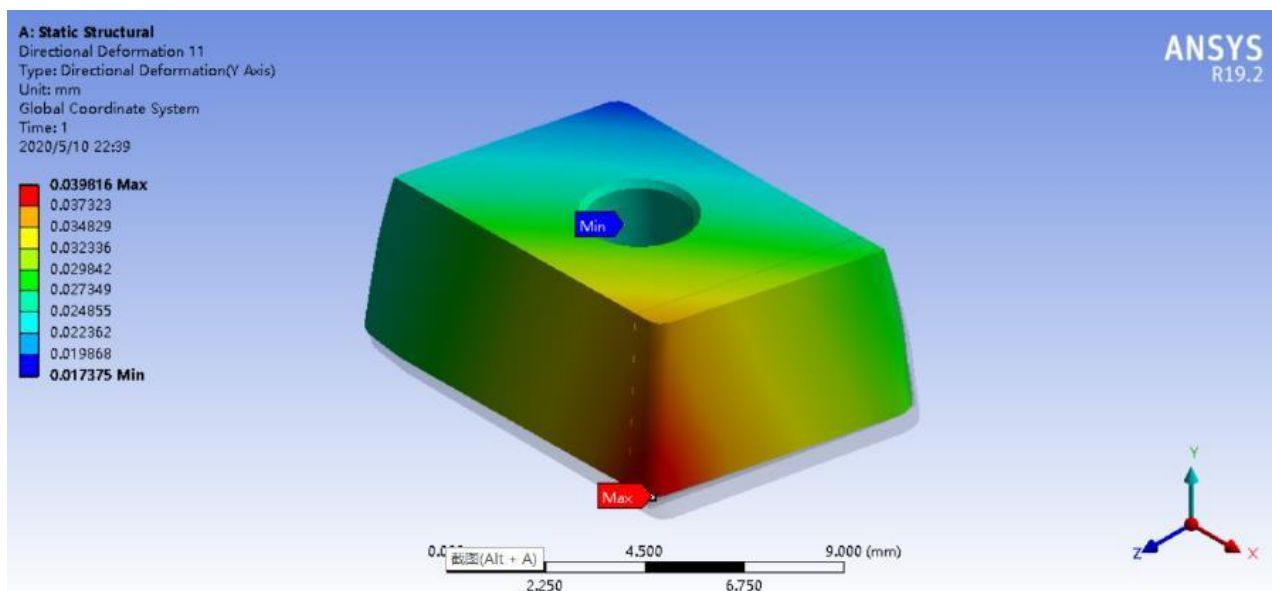


Рис.1.3.10. Направленная деформация периферийной режущей пластины (ось Y)

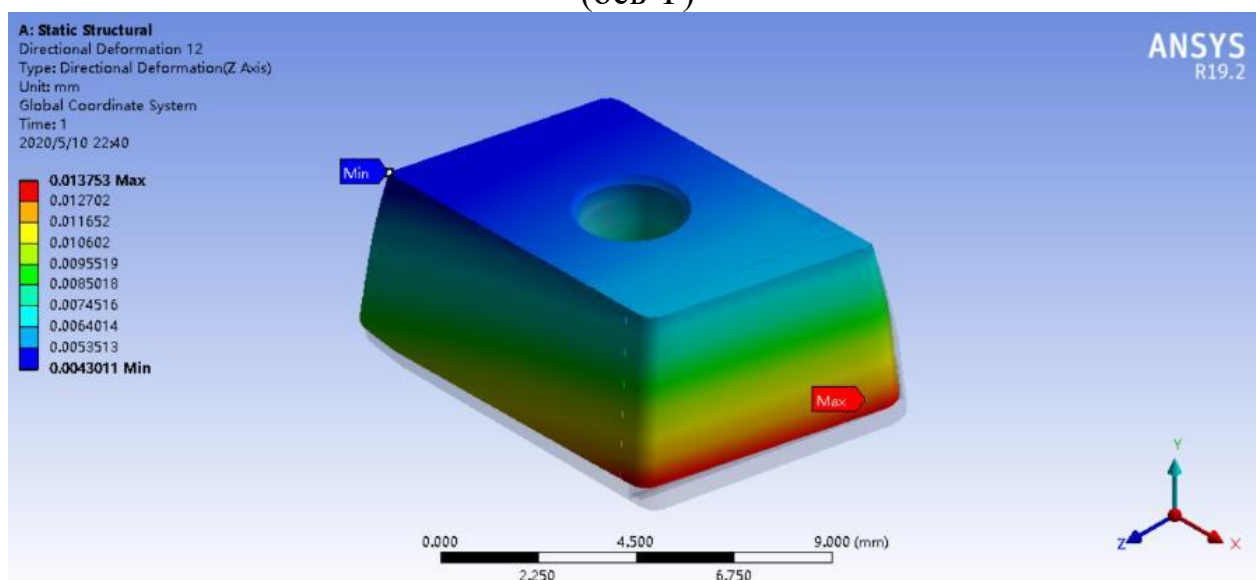


Рис.1.3.11. Направленная деформация периферийной режущей пластины (ось Z)

Теперь мы рассмотрим полную деформацию (показана на рис.1.3.12) и эквивалентное напряжение (показана на рис.1.3.13) корпуса сверла БТА.

Из графика мы видим, что для корпуса сверла БТА максимальная деформация равна 0,0365 мм и максимальное напряжение равно 256,77 МПа



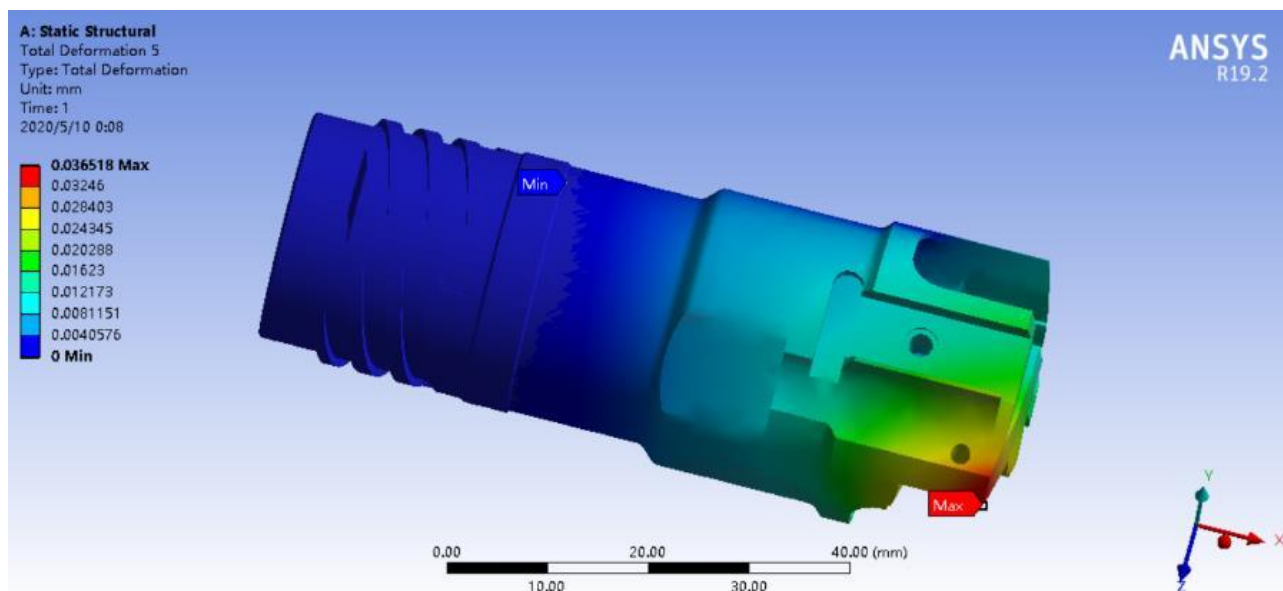


Рис.1.3.12. Полная деформация корпуса сверла БТА

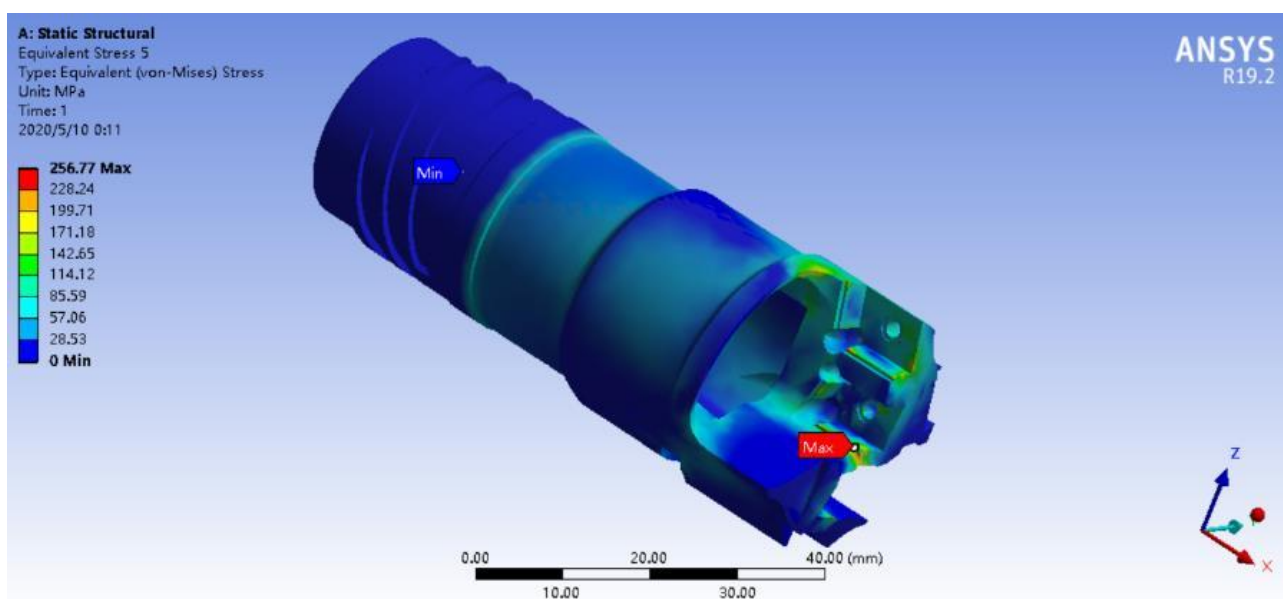


Рис.1.3.13. Эквивалентное напряжение копруса сверла БТА

Далее рассмотрим полную деформацию и эквивалентное напряжение режущих и направляющих пластин сверла БТА.  
 Периферийная режущая пластина:



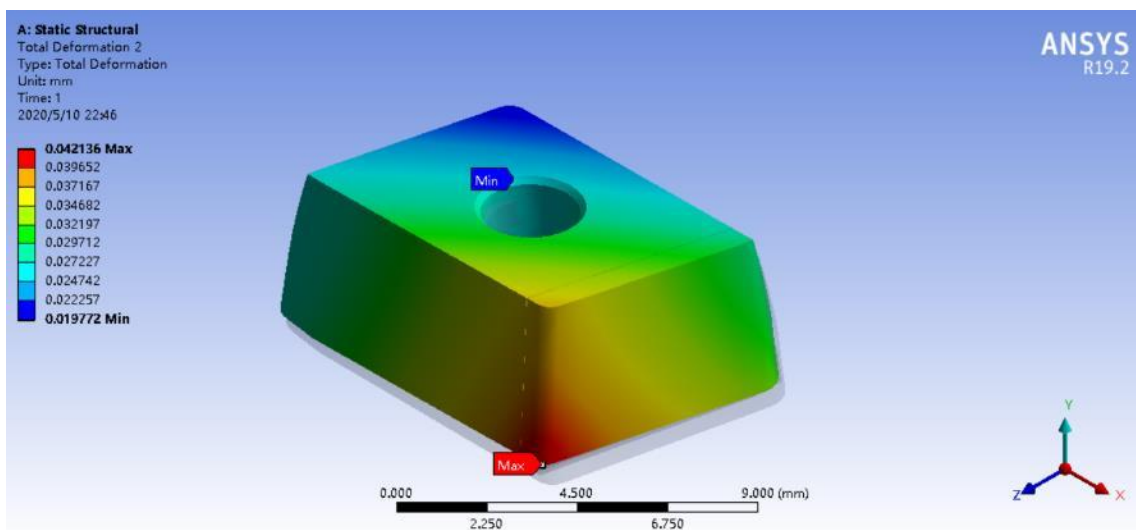


Рис.1.3.14. Полная деформация

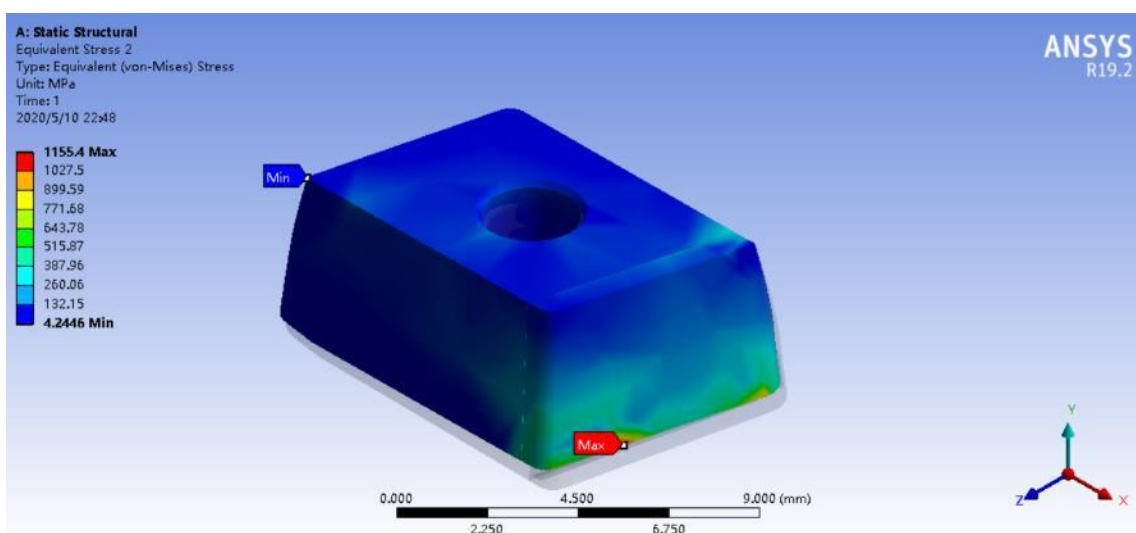


Рис.1.3.15. Эквивалентное напряжение

Центральная режущая пластина:

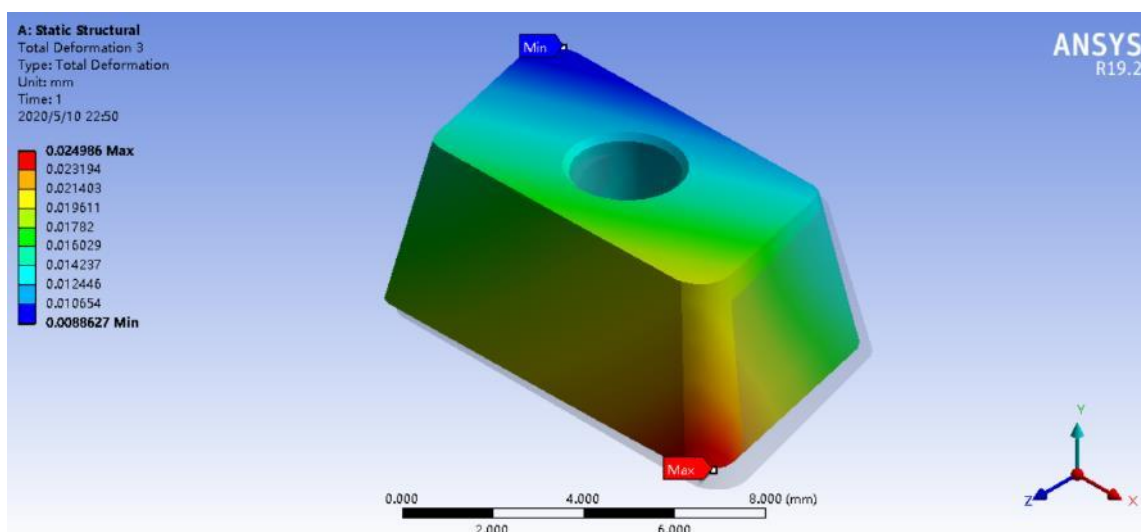


Рис.1.3.16. Полная деформация

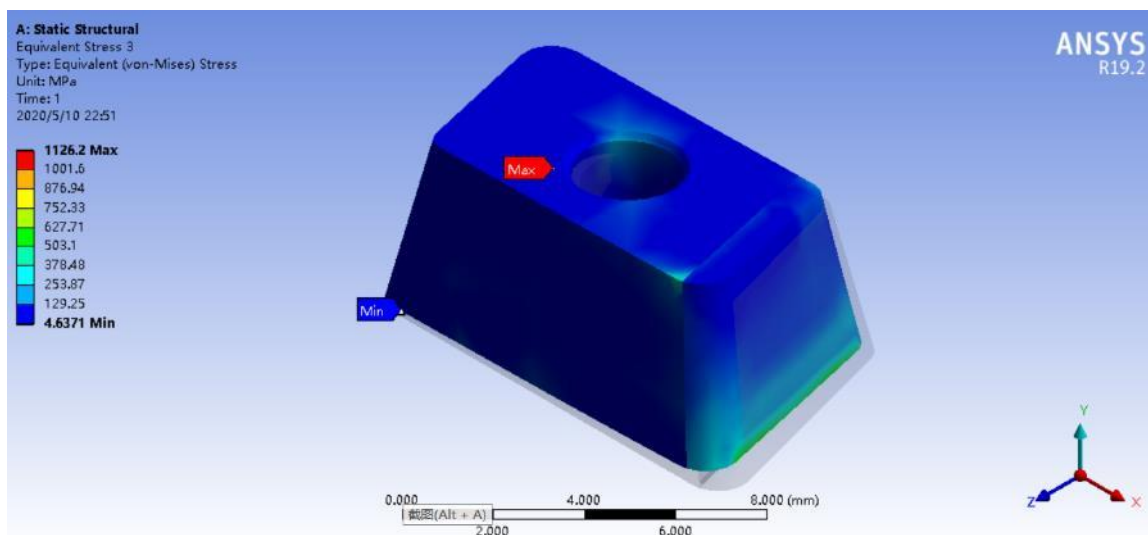


Рис.1.3.17. Эквивалентное напряжение

Промежуточная режущая пластина:

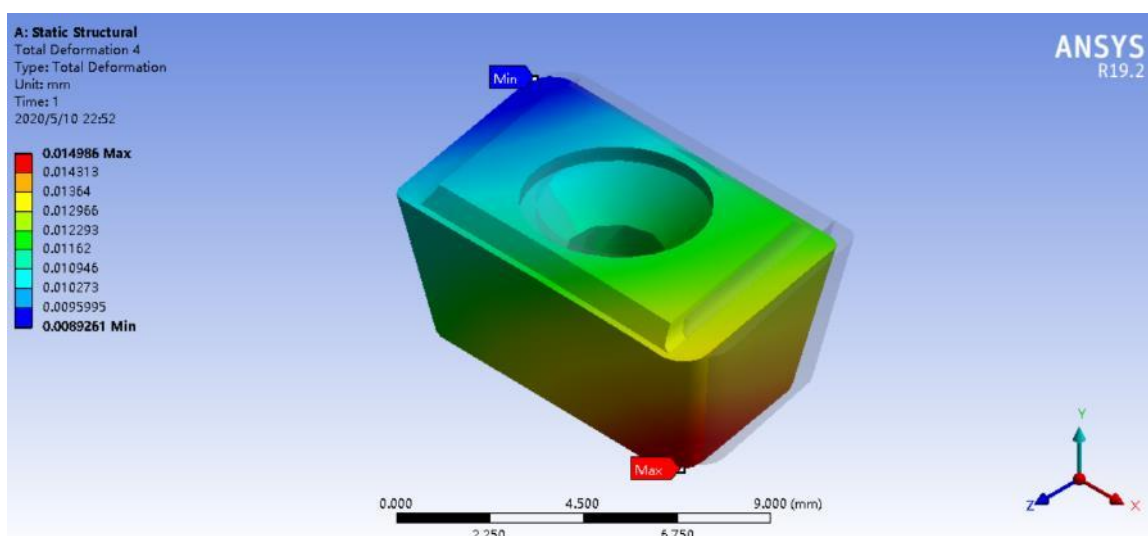


Рис.1.3.18. Полная деформация

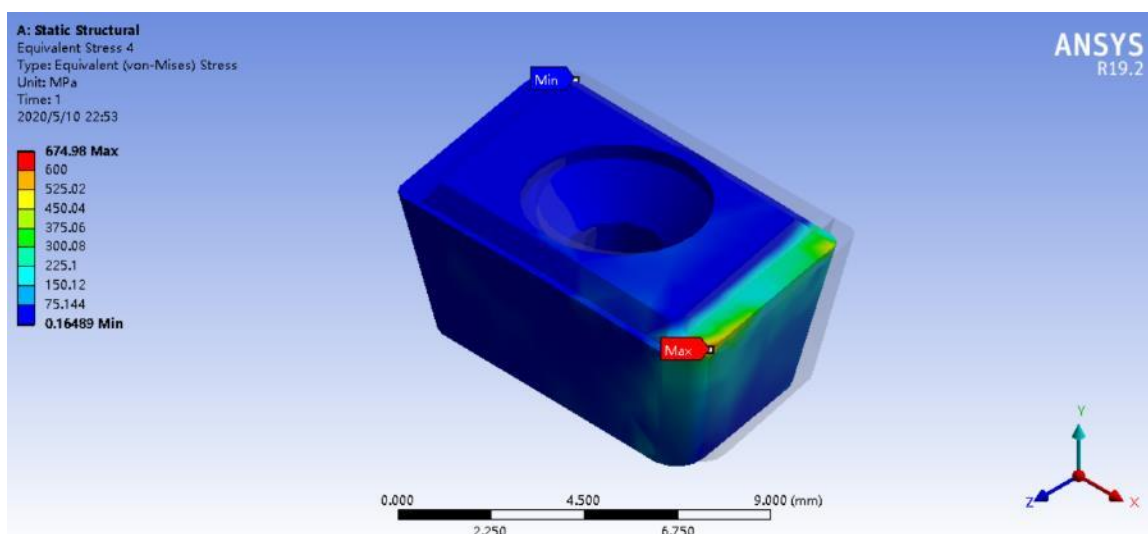


Рис.1.3.19. Эквивалентное напряжение

## Направляющая пластина 1:

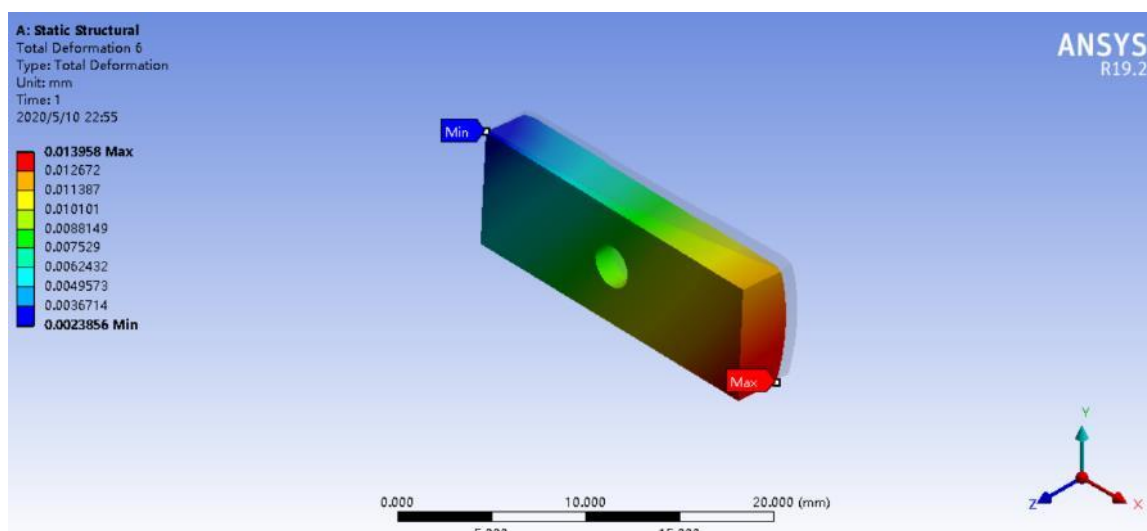


Рис.1.3.20. Полная деформация

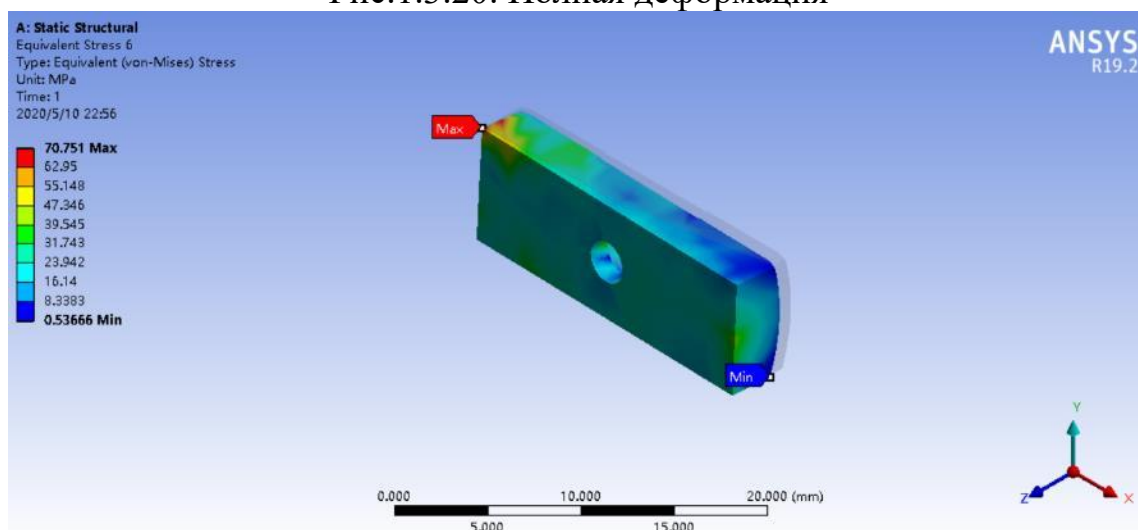


Рис.1.3.21. Эквивалентное напряжение

## Направляющая пластина 2:

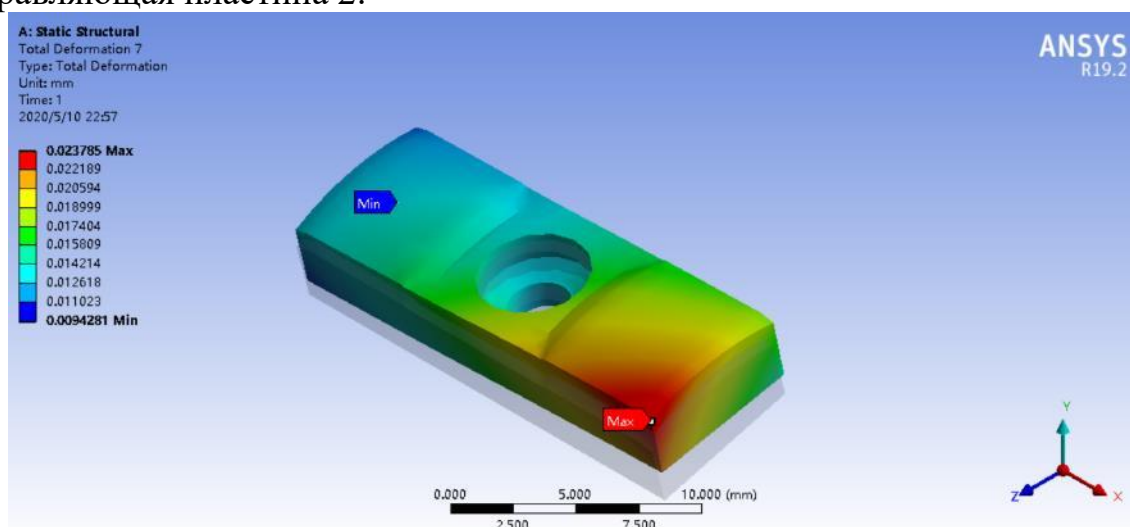


Рис.1.3.22. Полная деформация

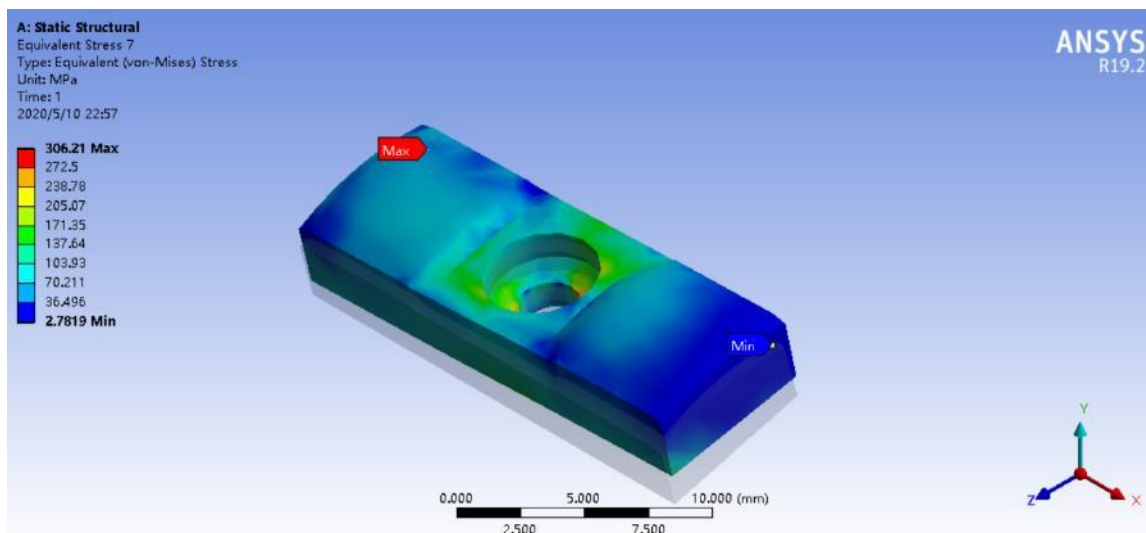


Рис.1.3.23. Эквивалентное напряжение

Из вышеуказанных графиков видно, что для режущих пластин максимальное напряжение равно 1155,4 МПа. Это число не превышает предел текучести ВК8. Значит все режущие пластины соответствуют требованиям.

Теперь мы считаем коэффициента запаса прочности ВК8:

$$\text{Коэффициент запаса: } n = \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{\text{эксп.}}},$$

где  $\sigma_{\text{эксп.}}$  – экспериментальное напряжение;  $\sigma_{0,2}$  – предел текучести условный.

Предел текучести условный ВК8  $\sigma_{0,2}^{\text{ВК8}} = 1700 \text{ МПа}$

Экспериментальное напряжение  $\sigma_{\text{эксп.}} = 1155 \text{ МПа}$

$$\text{Коэффициент запаса ВК8 : } n = \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{\text{эксп.}}} = \frac{1700}{1155} = 1,47$$

И коэффициент запаса Х12МФ:

Предел текучести условный Х12МФ:  $\sigma_{0,2}^{\text{Х12МФ}} = 500 \text{ МПа}$

Экспериментальное напряжение  $\sigma_{\text{эксп.}} = 256,77 \text{ МПа}$

$$\text{Коэффициент запаса Х12МФ: } n = \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{\text{эксп.}}} = \frac{500}{256,77} = 1,9$$

Вывод: в данном разделе мы определили силы, действующие на сверло БТА, создали 3-D модель сверла БТА и провели статическое моделирование нагружения сверла БТА силами резания с помощью ПО ANSYS. По результату анализа мы получили следующие выводы.

1) Из графика полной деформации сверла БТА мы видим, что

максимальная деформация равна 0,042мм, и она возникла на периферийной режущей пластине. Из графика эквивалентного напряжения сверла БТА мы выдим, что максимальное эквивалентное напряжение равно 1155,4 МПа.

2) Для режущих пластин максимальное напряжение равно 1155,4МПа. которое не превышает предел текучести ВК8. Значит прочность всех режущих пластин соответствует требованиям.

3) Для направляющих пластин максимальное напряжение, действующее на первую направляющую СМП равно 70,75 МПа, а для второй направляющей СМП оно равно 306,21МПа. Таким образом скорость износа второй направляющей СМП будет значительно больше, чем износ первой направляющей СМП. Таким образом результат моделирования совпадает с результатами, рассчитанными в предыдущем разделе.

4) Мы получили коэффициенты запаса прочности для материалов рассматриваемого сверла: коэффициент запаса для деталей из твердого сплава марки ВК8 равен 1.47, коэффициент запаса прочности для деталей из стали марки Х12МФ равен 1,9.

## Заключение

В данной выпускной квалификационной работе был рассмотрен процесс проектирования сверла БТА с учетом действующих на него сил. В рамках исследования был проведен обзор и анализ научно-технической литературы по теме магистерской работы, был выбран метод расчета силы резания, проанализированы силы резания при сверлении глубоких отверстий, рассчитаны силы для трех режимов резания по исходным экспериментальным данным, и силы для разных совершенствованных конструкций сверла БТА, анализированы результаты расчета и по ним даны рекомендации для совершенствования конструкции сверла БТА, рассчитано сверло на прочность с помощью ПО ANSYS. По результатам исследования получены следующие выводы:

- 1) Метод расчета, предложенный Кирсановым С.В., является одним из самых подходящих методов для расчета сил резания, действующих на сверло БТА при сверлении глубоких отверстий. Зная величины сил, действующих на режущие пластины, можно рассчитать величину и направление действия результирующей силы резания, а также силы реакции опоры, возникающие на направляющих пластинах сверлильной головки БТА, что позволит спроектировать инструмент с лучшими режущими свойствами и большей стойкостью как режущих, так и направляющих СМП.
- 2) Силы резания неравномерно распределяются на режущих СМП, самая большая составляющая силы резания наблюдается в направлении оси Z, а самая маленькая составляющая силы резания наблюдается в направлении оси Y.
- 3) Самая большая сила резания наблюдается на периферийной режущей СМП, из-за этого она будет быстрее изнашиваться и, соответственно, быстрее ломаться чем остальные режущие СМП.
- 4) Режим резания может влиять на величину силы резания. Для разных режимов резания силы реакции опоры разные.
- 5) С учетом того, что сила трения определяется по формуле:  $F_{\text{тре}} = \mu \cdot N$ , процентное отношение сил реакции опоры  $N_1$  к  $N_2$  означает отношение износа 1-ой направляющей пластины к износу 2-ой направляющей пластины сверла БТА.
- 6) Сила реакции опоры  $N_2$  значительно больше, чем сила реакции опоры  $N_1$ . Это будет приводить к тому, что вторая направляющая пластина будет быстрее изнашиваться и, соответственно, быстрее

ломаться.

- 7) При проектировании конструкций сверла БТА необходимо обратить внимание на изменение положения режущих пластин таким образом, чтобы направляющие пластины сверла БТА подвергались примерно одинаковому износу во время сверления глубоких отверстий.
- 8) Самым эффективным методом улучшения конструкции корпуса сверла БТА является метод, при котором происходит одновременное смещение центральной СМП по радиусу на 1 мм к оси сверла и ее поворот на  $5^\circ$ , а также поворот центральной СМП на  $3^\circ$ . С помощью этого метода соотношение нормальных сил, действующих на выглаживающих поверхностях направляющих пластин, уменьшится с 1:3 до 1:2, а значит отношение скорости износа 1-ой направляющей пластины к скорости износа 2-ой направляющей пластины также уменьшится.
- 9) По результатам статического моделирования нагружения в программном обеспечении ANSYS получены следующие выводы: максимальная деформация величиной 0,042мм возникает на периферийной режущей пластине; максимальное напряжение в материале режущих пластин равно 1155,4 МПа, которое не превышает предел текучести твердого сплава ВК8; прочность всех режущих пластин соответствует требованиям. Для направляющих пластин максимальное напряжение, действующее на первую направляющую СМП равно 70,75 МПа, а для второй направляющей СМП оно равно 306,21 МПа; коэффициент запаса для деталей из твердого сплава марки ВК8 равен 1.47, коэффициент запаса прочности для деталей из стали марки Х12МФ равен 1,9.

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА  
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И  
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>
4AM82	Чжу Лянлян

<b>Школа</b>	<b>ИШНПТ</b>	<b>Отделение</b>	<b>Материаловедение</b>
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	150401/Машиностроение

**Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:**

1. <i>Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i>	Стоимость выполняемых работ, материальных ресурсов, согласно применяемой техники и технологии, в соответствии с рыночными ценами; ресурсы НИ ТПУ; размер окладов в соответствии с должностными окладами сотрудников НИ ТПУ.
2. <i>Нормы и нормативы расходования ресурсов</i>	- районный коэффициент- 1,3; - средневзвешенная норма амортизации 25%; - прочие расходы – 10%.
3. <i>Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i>	Общая система налогообложения; страховые взносы во внебюджетные фонды 30%

**Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:**

1. <i>Оценка коммерческого и инновационного потенциала НТИ</i>	Анализ потенциальных потребителей, анализ конкурентных технических решений, оценка готовности проекта к коммерциализации
2. <i>Планирование процесса управления НТИ: структура и график проведения, бюджет, риски и организация закупок</i>	Формирование плана и графика проекта: - определение структуры работ; - определение трудоемкости работ; - разработка диаграммы Ганта. Формирование бюджета затрат проекта.
3. <i>Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности</i>	Определение экономической эффективности проекта

**Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):**

1. <i>Диаграмма Ганта</i> 2. <i>Бюджет проекта</i>
---

<b>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</b>	
---	--

**Задание выдал консультант:**

<b>Должность</b>	<b>ФИО</b>	<b>Ученая степень, звание</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
Доцент ОСГН	ЯкимоваТатьяна Борисовна	К.Э.Н.		

**Задание принял к исполнению студент:**

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
4AM82	Чжу Лянлян		



## 2. Раздел «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

В настоящее время перспективность научного исследования определяется в большей степени коммерческой ценностью разработки. Оценка коммерческой ценности разработки является необходимым условием при поиске спонсоров для проведения научного исследования и коммерциализации его результатов.

Сейчас машиностроение – одна из движущих отраслей промышленности. От уровня развития этой отрасли зависит прогресс в целом. Технический прогресс в отрасли машиностроения характеризуется не только улучшением конструкций машин, но и циклическим улучшением технологии их производства. Очень важно качественно, дешево и в заданные плановые сроки с минимальными затратами живого и овеществленного труда изготовить машину, применив высокопроизводительное оборудование, технологическую оснастку, средства механизации и автоматизации производственного процесса. От выбранной технологии производства во многом зависит качество работы выпускаемых машин, а также более низкие экономические затраты на их эксплуатацию.

Оправданное применение прогрессивного оборудования и инструмента способно привести к значительному снижению себестоимости продукции и трудоёмкости её производства. К таким же результатам может привести и использование совершенных методов обработки деталей.

Улучшение технических параметров относительно предыдущих разработок, безусловно, важно, но коммерческая привлекательность научного исследования зависит от востребованности продукта рынком, его цены, бюджета, времени выхода на рынок.

Таким образом, целью раздела «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» является определение перспективности и успешности научно-исследовательского проекта, разработка механизма управления и сопровождения конкретных проектных решений на этапе реализации.

## 2.1 Планирование управления научно-техническим проектом

Группа процессов планирования состоит из процессов, осуществляемых для определения общего содержания работ, уточнения целей и разработки последовательности действий, требуемых для достижения данных целей.

### 2.1.1 План проекта

При подготовке исполнения конкретного проекта важно правильно планировать занятость каждого из его участников и сроки проведения отдельных работ.

В данном пункте составляется полный перечень проводимых работ, определяются их исполнители и рациональная продолжительность. Наглядным результатом планирования работ является сетевой, либо линейный график реализации проекта. Так как число исполнителей редко превышает двух (степень распараллеливания всего комплекса работ незначительна) в большинстве случаев предпочтительным является линейный график. Для его построения хронологически упорядоченные вышеуказанные данные должны быть сведены в таблицу типа приведенной в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Перечень работ

№	Этапы работы	Исполнители	Загрузка исполнителей
1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель	НР – 100%
2	Постановка целей и задач	Руководитель	НР – 100%
3	Оформление планы работы по диссертационному исследованию	Руководитель, Магистрант	НР – 100% М – 20%
4	Изучение научной литературы, связанной с темой исследования и проведение литературного обзора	Магистрант	М – 100%
5	Анализ сил, действующих на сверло БТА	Руководитель, магистрант	НР – 50% М – 100%
6	Разработка с исходными экспериментальными данными	Руководитель, магистрант	НР – 30% М – 100%
7	Расчет сил для трех режимов резания	Руководитель, магистрант	НР – 10% М – 100%
8	Расчет сил для разных конструкций	Руководитель,	НР – 30%

№	Этапы работы	Исполнители	Загрузка исполнителей
	сверла БТА	магистрант	М – 100%
9	Анализ и рекомендации	Руководитель, магистрант	НР – 60% М – 100%
10	Проектирование сверла с учетом рекомендаций	Руководитель, магистрант	НР – 40% М – 100%
11	Расчет элементов сверла БТА на прочность	Магистрант	НР – 60% М – 100%
12	Подведение итогов	Руководитель, магистрант	НР – 60% М – 100%

Ожидаемая продолжительность этапов работ  $t_{ож}$  рассчитывается по формуле

$$t_{ож} = \frac{3 \cdot t_{min} + 2 \cdot t_{max}}{5},$$

где  $t_{min}$  – минимальная продолжительность работы, дн.;

$t_{max}$  – максимальная продолжительность работы, дн.;

Для примера рассчитаем этап работы №5 – Анализ сил, действующих на сверло БТА. Минимальное время выполнения  $t_{min}$  равняется четырем, максимальное  $t_{max}$  пяти дням (Таблица 2.2).

$$t_{ож} = \frac{3 \cdot 4 + 2 \cdot 5}{5} = 4,4 \text{ дн}$$

Для построения линейного графика необходимо рассчитать длительность этапов в рабочих днях, а затем перевести ее в календарные дни. Расчет продолжительности выполнения каждого этапа в рабочих днях ( $T_{РД}$ ) ведется по формуле:

$$T_{РД} = \frac{t_{ож}}{K_{ВН}} \cdot K_{Д}$$

где  $t_{ож}$  – ожидаемая продолжительность работы, дн.;

$K_{ВН}$  – коэффициент выполнения работ, учитывающий влияние внешних факторов на соблюдение предварительно определенных длительностей, принимаем  $K_{ВН} = 1$ ;

$K_{Д}$  – коэффициент, учитывающий дополнительное время на компенсацию непредвиденных задержек и согласование работ ( $K_{Д} = 1 \div 1,2$ ; принимаем  $K_{Д} = 1,2$ ).

$$T_{РД} = \frac{t_{ож}}{K_{ВН}} \cdot K_{Д} = \frac{4,4}{1} \cdot 1,2 = 5,28 \text{ дн};$$

Так как загрузка магистранта составляет 100%, в таблицу заносится значение  $T_{РД} = 5,28$ . Загрузка научного руководителя равна 50%, то есть

$$T_{РД} = 5,28 \cdot 0,5 = 2,64$$

Расчет продолжительности этапа в календарных днях ведется по формуле:

$$T_{КД} = T_{РД} \cdot T_{К}$$

где  $T_{КД}$  – продолжительность выполнения этапа в календарных днях;

$T_{К}$  – коэффициент календарности, позволяющий перейти от длительности работ в рабочих днях к их аналогам в календарных днях, и для шестидневной рабочей недели рассчитываемый по формуле

$$T_{К} = \frac{T_{КАЛ}}{T_{КАЛ} - T_{ВД} - T_{ПД}},$$

где  $T_{КАЛ}$  – календарные дни ( $T_{КАЛ} = 366$ );

$T_{ВД}$  – выходные дни ( $T_{ВД} = 52$ );

$T_{ПД}$  – праздничные дни ( $T_{ПД} = 14$ ).

$$T_{К} = \frac{366}{366 - 52 - 14} = 1,22$$

Продолжительность этапа в календарных днях для магистранта и научного руководителя соответственно:

$$T_{КД} = T_{РД} \cdot T_{К} = 5,28 \cdot 1,22 = 6,44 \text{ дн};$$

$$T_{КД} = T_{РД} \cdot T_{К} = 2,64 \cdot 1,22 = 3,22 \text{ дн}.$$

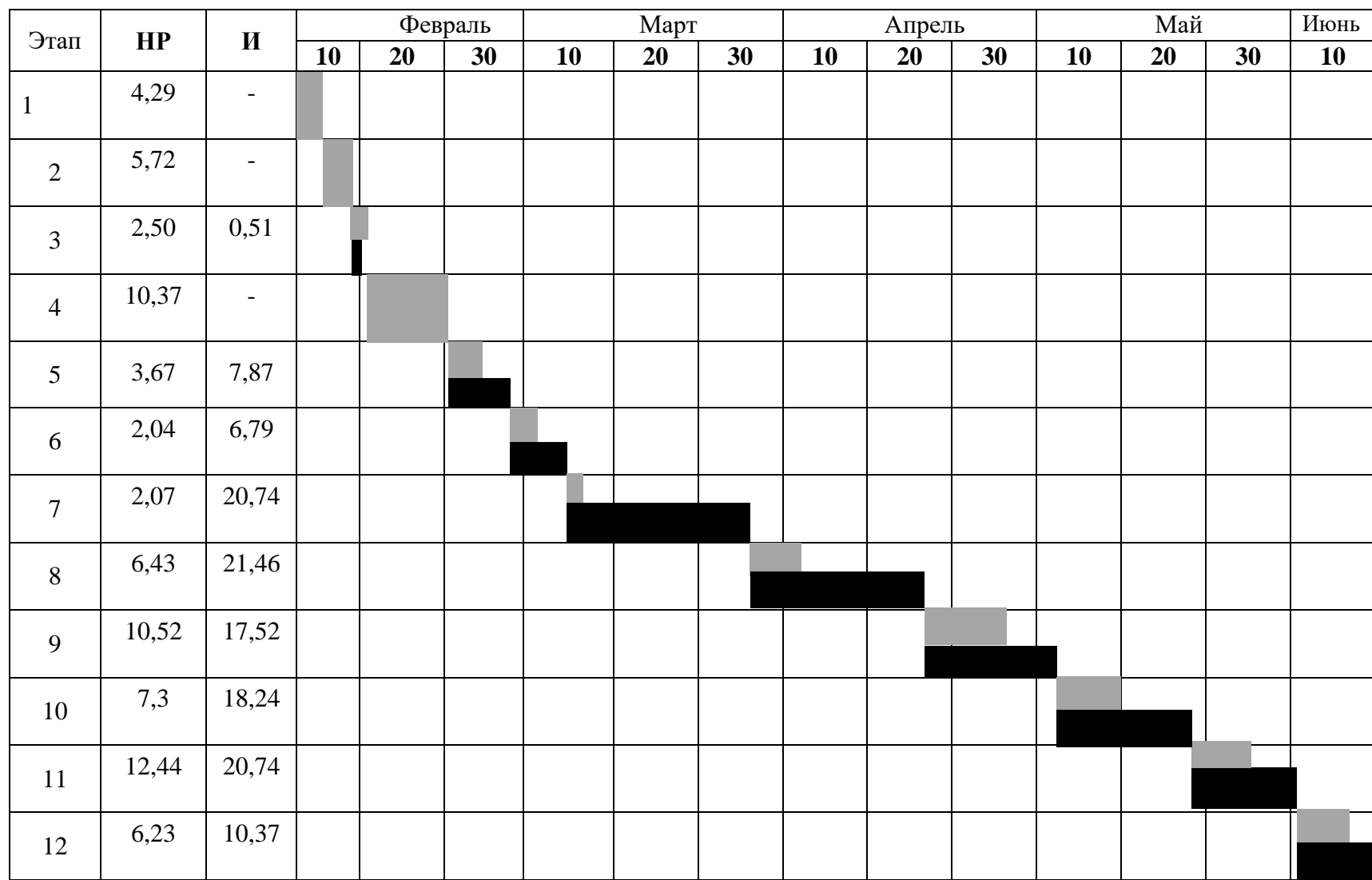
Данные о продолжительности остальных этапов приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Трудозатраты на выполнение проекта

Этап	Исполнители	Продолжительность работ, дни			Трудоемкость работ по исполнителям чел.- дн.			
					$T_{PD}$		$T_{KD}$	
		$t_{min}$	$t_{max}$	$t_{ож}$	НР	И	НР	И
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Составление и утверждение технического задания	НР	2	3	2,4	2,88	–	3,51	–
Постановка целей и задач	НР	2	5	3,2	3,84	–	4,68	–
Оформление планы работы по диссертационному исследованию	НР, М	1	2	1,4	1,68	0,34	2, 05	0,41
Изучение научной литературы, связанной с темой исследования и проведение литературного обзора	М	5	7	5,8	6,96	–	8,49	–
Анализ сил, действующих на сверло БТА	НР,М	4	5	4,4	2,64	5,28	3,22	6,44
Разработка с исходными экспериментальными данными	НР,М	3	5	3,8	1,37	4,56	1,67	5,56
Расчет сил для трех режимов резания	НР,М	10	14	11,6	1,39	13,92	1,70	16,98
Расчет сил для разных конструкций сверла БТА	НР,М	10	15	12	4,32	14,4	5,27	17,57
Анализ и рекомендации	НР,М	7	14	9,8	7,06	11,76	8,61	14,35
Проектирование сверла с учетом рекомендаций	НР,М	7	15	10,2	4,90	12,24	5,98	14,93
Расчет элементов сверла БТА на прочность	НР,М	10	14	11,6	8,35	13,92	10,19	16,98

Этап	Исполнители	Продолжительность работ, дни			Трудоемкость работ по исполнителям чел.- дн.			
					$T_{РД}$		$T_{КД}$	
		$t_{min}$	$t_{max}$	$t_{ож}$	НР	И	НР	И
Подведение итогов	НР,М	5	7	5,8	4,18	6,96	5,01	8,49
Итого:				82	49,57	83,38	59,93	101,71

Таблица 2.3 – Линейный график работ



НР – ■ И – ■

## 2.2 Расчет сметы затрат на выполнение проекта

В состав затрат на создание проекта включается величина всех расходов, необходимых для реализации комплекса работ, составляющих содержание данной разработки. Расчет сметной стоимости ее выполнения производится по следующим статьям затрат:

- → материалы и покупные изделия;
- → заработная плата;
- → социальный налог;
- → расходы на электроэнергию (без освещения);
- → амортизационные отчисления;
- → командировочные расходы;
- → оплата услуг связи;
- → арендная плата за пользование имуществом;
- → прочие услуги (сторонних организаций);
- → прочие (накладные расходы) расходы.

### 2.2.1 Расчет затрат на материалы

К данной статье расходов относится стоимость материалов, покупных изделий, полуфабрикатов и других материальных ценностей, расходуемых непосредственно в процессе выполнения работ над объектом проектирования. Для проверки результатов расчета (таблица 2.4) необходимо приобрести материал для измерения силы резания при сверлении сверлами БТА, которыми являются специальное приспособление и заготовки. Кроме того статья включает так называемые транспортно-заготовительные расходы, связанные с транспортировкой от поставщика к потребителю, хранением и прочими процессами, обеспечивающими движение (доставку) материальных ресурсов от поставщиков к потребителю. Сюда же включаются расходы на совершение сделки купли-продажи (т.н. транзакции). Расчёт затрат на материалы представлен в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Расчёт затрат на материалы

Наименование материалов	Цена за ед., руб.	Кол-во	Сумма, руб.
Заготовка (прокат круглый)	49руб/шт	2	98
Сверло БТА	3800	1	3800
Специальное приспособление	5000	1	5000
Всего за материалы			8898



Транспортно-заготовительные расходы			460,09
Итого:			9358,9

Допустим, что ТЗР составляют 5 % от отпускной цены материалов, тогда расходы на материалы с учетом ТЗР равны:

$$C_{\text{мат}} = 9358,9 \cdot 1,05 = 9826,85 \text{руб}$$

## 2.2.2 Расчет заработной платы

Данная статья расходов включает заработную плату научного руководителя и исполнителя (в его роли выступает студент), а также премии, входящие в фонд заработной платы. Расчет основной заработной платы выполняется на основе трудоемкости выполнения каждого этапа и величины месячного оклада исполнителя. Оклад инженера принимается равным окладу соответствующего специалиста низшей квалификации в организации, где исполнитель проходил преддипломную практику. При отсутствии такового берется оклад инженера собственной кафедры (лаборатории).

Среднедневная тарифная заработная плата ( $ЗП_{\text{дн-т}}$ ) рассчитывается по формуле:

$$\dots\dots\dots ЗП_{\text{дн-т}} = MO / 25,083 \dots\dots\dots$$

учитывающей, что в году 301 рабочий день и, следовательно, в месяце в среднем 25,083 рабочих дня (при шестидневной рабочей неделе).

Пример расчета затрат на полную заработную плату приведены в таблице 2.5. Затраты времени по каждому исполнителю в рабочих днях с округлением до целого взяты из таблицы 2.2. Для учета в ее составе премий, дополнительной зарплаты и районной надбавки используется следующий ряд коэффициентов:  $K_{\text{ПР}} = 1,1$ ;  $K_{\text{доп.ЗП}} = 1,188$ ;  $K_{\text{р}} = 1,3$ . Таким образом, для перехода от тарифной (базовой) суммы заработка исполнителя, связанной с участием в проекте, к соответствующему полному заработку (зарплатной части сметы) необходимо первую умножить на интегральный коэффициент  $K_{\text{и}} = 1,1 \cdot 1,188 \cdot 1,3 = 1,699$ . Вышеуказанное значение  $K_{\text{доп.ЗП}}$  применяется при шестидневной рабочей неделе, при пятидневной оно равно 1,113, соответственно в этом случае  $K_{\text{и}} = 1,62$ .

Таблица 2.5 Затраты на заработную плату

Исполнитель	Оклад, руб./мес.	Среднедневная ставка, руб./раб.день	Затраты времени, раб.дни	Коэффициент	Фонд з/платы, руб.
-------------	------------------	-------------------------------------	--------------------------	-------------	--------------------

НР	<b>33 664</b>	1342,1	50	1,699	<b>114011,395</b>
И	<b>15 470</b>	616,75	84	1,62	<b>83927,34</b>
<b>Итого:</b>					<b>197938,74</b>

### 2.2.3 Расчет затрат на отчисления во внебюджетные фонды

Затраты на отчисления во внебюджетные фонды включают в себя отчисления в пенсионный фонд, на социальное и медицинское страхование и составляют 30 % от полной заработной платы по проекту, т.е.  $\text{Сот.} = \text{Сзп} * 0,3$ .  
Итак, в нашем случае:

$$\text{Сот.} = 197938,74 * 0,3 = 59381,62 \text{ руб.}$$

### 2.2.4 Расчет затрат на электроэнергию

Данный вид расходов включает в себя затраты на электроэнергию, потраченную в ходе выполнения проекта на работу используемого оборудования, рассчитываемые по формуле:

$$\text{С}_{\text{эл.об.}} = P_{\text{об}} \cdot t_{\text{об}} \cdot \text{Ц}_{\text{э}}$$

где  $P_{\text{об}}$  – мощность, потребляемая оборудованием, кВт;

.....  $\text{Ц}_{\text{э}}$  – тариф на 1 кВт·час;

.....  $t_{\text{об}}$  – время работы оборудования, час.

$$\text{Для ТПУ } \text{Ц}_{\text{э}} = 5,748 \text{ руб./кВт·час (с НДС).}$$

Время работы оборудования вычисляется на основе итоговых данных таблицы 2.2 для инженера ( $T_{\text{рд}}$ ) из расчета, что продолжительность рабочего дня равна 8 часов:

$$t_{\text{об}} = T_{\text{рд}} * K_t$$

где  $K_t \leq 1$  – коэффициент использования оборудования по времени, равный отношению времени его работы в процессе выполнения проекта к  $T_{\text{рд}}$ , определяется исполнителем самостоятельно. В ряде случаев возможно определение  $t_{\text{об}}$  путем прямого учета, особенно при ограниченном использовании соответствующего оборудования.

Мощность, потребляемая оборудованием, определяется по формуле:

$$P_{\text{об}} = P_{\text{ном.}} * K_C$$

где  $P_{\text{ном.}}$  – номинальная мощность оборудования, кВт;

$K_C \leq 1$  – коэффициент загрузки, зависящий от средней степени использования номинальной мощности. Для технологического оборудования малой мощности  $K_C = 1$ .

Пример расчета затраты на электроэнергию для технологических целей приведен в таблице 2.6.

Таблица 2.6 Затраты на электроэнергию технологическую

Наименование оборудования	Время работы оборудования $t_{\text{ОБ}}$ , час	Потребляемая мощность $P_{\text{ОБ}}$ , кВт	Затраты $\text{Э}_{\text{ОБ}}$ , руб.
Персональный компьютер	667,04*0,6	0,3	690,15
Точный токарный станок	8	5,5	252,91
Динамометр	8	1	45,98
<b>Итого:</b>			<b>989,04</b>

### 2.2.5 Расчет амортизационных расходов

В данную статью включают все затраты, связанные с приобретением специального оборудования. Так как необходимое оборудование имеется в отделении, его стоимость учитывается в виде амортизационных отчислений.

Используется формула:

$$C_{\text{АМ}} = \frac{N_{\text{А}} \cdot C_{\text{ОБ}} \cdot t_{\text{рф}} \cdot n}{F_{\text{д}}}$$

где  $N_{\text{А}}$  — годовая норма амортизации единицы оборудования;

$C_{\text{ОБ}}$  — балансовая стоимость единицы оборудования с учетом ТЗР. При невозможности получить соответствующие данные из бухгалтерии она может быть заменена действующей ценой, содержащейся в ценниках, прейскурантах и т.п.;

$F_{\text{д}}$  — действительный годовой фонд времени работы соответствующего оборудования, берется из специальных справочников или фактического режима его использования в текущем календарном году. При этом второй вариант позволяет получить более объективную оценку  $C_{\text{АМ}}$ .

$t_{\text{рф}}$  — фактическое время работы оборудования в ходе выполнения проекта, учитывается исполнителем проекта;

$n$  — число задействованных однотипных единиц оборудования.

При использовании нескольких типов оборудования расчет по формуле делается соответствующее число раз, затем результаты суммируются.

Сроки амортизации ( $C_A$ ) персонального компьютера варьируются от 2 до 3 лет. Возьмем конкретное значение  $C_A=2.5$  года, тогда  $H_A = \frac{1}{C_A} = 0,4$ .

$$F_D = 298 \cdot 8 = 2384 \text{ ч.}$$

Балансовая стоимость единицы оборудования с учётом ТЗР:

$$Ц_{ОБ} = 42000 \text{ руб.}$$

Фактическое время работы оборудования:

$$t_{рф} = 667,04 \text{ ч.}$$

Тогда для ПК амортизация равна:

$$C_{AM} = \frac{0,4 \cdot 42000 \cdot 667,04 \cdot 1}{2384} = 4700,62 \text{ руб}$$

Сроки амортизации ( $C_A$ ) точного токарного станка с ЧПУ варьируются от 7 до 10 лет. Возьмем конкретное значение  $C_A=8$  лет, тогда  $H_A = \frac{1}{C_A} = 0,125$ .

Действительный годовой фонд времени работы берётся:

$$F_D = 2384 \text{ ч.}$$

Точный токарный станок V-Turn 410/1500 - цена 18 880 Евро..  
Балансовая стоимость единицы оборудования с учётом ТЗР:

$$Ц_{ОБ} = 1386700 \text{ руб}$$

Фактическое время работы оборудования:

$$t_{рф} = 8 \text{ ч}$$

Тогда для станка с ЧПУ амортизация равна:

$$C_{AM} = \frac{0,125 \cdot 1386700 \cdot 8 \cdot 1}{2384} = 581,67 \text{ руб}$$

Сроки амортизации ( $C_A$ ) универсального трехкомпонентного токарного динамометра KISTLER модели 9257BA варьируются от 5 до 7 лет. Возьмем конкретное значение  $C_A=5$  лет, тогда  $H_A = \frac{1}{C_A} = 0,2$ .

Действительный годовой фонд времени работы берётся:

$$F_D = 2384 \text{ ч}$$

Балансовая стоимость единицы оборудования с учётом ТЗР:

$$Ц_{ОБ} = 132900 \text{ руб}$$

Фактическое время работы оборудования:

$$t_{рф} = 8 \text{ ч}$$

Тогда для КИМ амортизация равна:

$$C_{AM} = \frac{0,2 \cdot 132900 \cdot 8 \cdot 1}{2384} = 89,2 \text{ руб}$$

Итого:

$$C_{AM} = 4700,62 + 581,67 + 89,2 = 5371,49 \text{ руб}$$

## 2.2.6 Расчет прочих расходов

В статье «Прочие расходы» отражены расходы на выполнение проекта, которые не учтены в предыдущих статьях, их следует принять равными 10% от суммы всех предыдущих расходов, т.е.

$$C_{\text{проч.}} = (C_{\text{мат}} + C_{\text{зп}} + C_{\text{соц}} + C_{\text{эл.об.}} + C_{\text{ам}} + C_{\text{нп}}) \cdot 0,1$$

Для нашего примера это

$$C_{\text{проч.}} = (C_{\text{мат}} + C_{\text{зп}} + C_{\text{соц}} + C_{\text{эл.об.}} + C_{\text{ам}} + C_{\text{нп}}) \cdot 0,1 = (9358,9 + 197938,74 + 59381,62 + 989,04 + 5371,49 + 0) \cdot 0,1 = 27303,98 \text{ руб.}$$

## 2.2.8 Расчет общей себестоимости разработки

Проведя расчет по всем статьям сметы затрат на разработку, можно определить общую себестоимость проекта.

*Смета затрат на разработку проекта*

Статья затрат	Условное обозначение	Сумма, руб.
Материалы и покупные изделия	$C_{\text{мат}}$	9358,9
Основная заработная плата	$C_{\text{зп}}$	197938,74
Отчисления во внебюджетные фонды	$C_{\text{соц}}$	59381,62
Расходы на электроэнергию	$C_{\text{эл.}}$	989,04
Амортизационные отчисления	$C_{\text{ам}}$	5371,49
Прочие расходы	$C_{\text{проч}}$	27303,98
<b>Итого:</b>		<b>300343,77</b>

Таким образом, затраты на разработку составили  $C = 300343,77$  руб.

## 2.2.7 Расчет прибыли

Прибыль от реализации проекта в зависимости от конкретной ситуации (масштаб и характер получаемого результата, степень его определенности и коммерциализации, специфика целевого сегмента рынка и т.д.) может определяться различными способами. Если исполнитель работы не располагает данными для применения «сложных» методов, то прибыль следует принять в размере  $5 \div 20\%$  от полной себестоимости проекта. В нашем примере она составляет 30034,38 руб. (10 %) от расходов на разработку проекта.

### **2.2.8 Расчет НДС**

НДС составляет 20% от суммы затрат на разработку и прибыли. В нашем случае это  $(300343,77 + 30034,38) * 0,2 = 330378,15 * 0,2 = 66075,63$  руб.

### **2.2.9 Цена разработки НИР**

Цена равна сумме полной себестоимости, прибыли и НДС, в нашем случае

$$C_{\text{НИР(КР)}} = 300343,77 + 30034,38 + 66075,63 = 396453,78 \text{ руб.}$$

### **Выводы по главе**

В процессе выполнения раздела «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» был сделан план проекта и линейный график реализации проекта. Рассчитаны материальные затраты на выполнение работ над объектом проектирования, затраты на заработную плату, отчисления во внебюджетные фонды, затрат на электроэнергию, амортизационные расходы и прочие расходы, общая себестоимость разработки, прибыль, НДС и цена разработки НИР.

## ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>
4АМ82	Чжу Лянлян

<b>Школа</b>	<b>ИШНПТ</b>	<b>Отделение</b>	<b>Материаловедение</b>
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	150401/Машиностроение

Тема ВКР:

<b>Силовой расчет корпуса сверла БТА</b>	
<b>Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:</b>	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	<p>Объектом исследования является участок цеха находящаяся в 16 корпусе, в котором производить эксперимент для измерения силы резания при сверлении сверлами БТА, а также содержащиеся в данном цеху станки и сопутствующее оборудование.</p> <p>Область применения: аэрокосмическая промышленность, энергетическая промышленность, производство автомобилей, химикатов, текстиля и т.д.</p>
<b>Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:</b>	
<b>1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности</b> 1. специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; 2. организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.	1. N 197-ФЗ "Трудовой кодекс Российской Федерации" 2. N 426-ФЗ "О специальной оценке условий труда" (с изменениями и дополнениями).
<b>2. Производственная безопасность</b> 2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов 2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия	3. Отклонение показателей микроклимата; 4. Превышение уровня шума; 5. Недостаточная освещенность рабочей зоны; 6. Повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека.
<b>3. Экологическая безопасность</b>	1. Защита селитебной и других зон окружающей среды; 2. Анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы: абразивная пыль); 3. Анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы: СОЖ); 4. Анализ воздействия объекта на литосферу (отходы: стружка, бумага); 5. Разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды.

<b>4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях</b>	1. Перечень возможных ЧС на объекте: сильные морозы, диверсия; 2. Выбор наиболее типичной ЧС; 3. Разработка превентивных мер по предупреждению ЧС.
---	--

<b>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</b>	
---	--

**Задание выдал консультант:**

<b>Должность</b>	<b>ФИО</b>	<b>Ученая степень, звание</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
Профессор. ООД ШБИП	Сечин Александр Иванович	Доктор технических наук		

**Задание принял к исполнению студент:**

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
4AM82	Чжу Лянлян		



### 3. Раздел «Социальная ответственность»

#### Введение

Эксперименты были проведены в цехе, который находится в первом этаже корпуса No.16А ТПУ.

В данном разделе будут рассматриваемы вопросы, связанные с организацией рабочего места в соответствии с нормами производственной санитарии, техники производственной безопасности и охраны окружающей среды. А также будет проведен анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды. В лаборатории, где находится оргтехника, могут быть следующие вредные факторы: а) некомфортные метеоусловия; б) вредные вещества; в) производственный шум; г) недостаточная освещенность.

Также необходимо учитывать возможность чрезвычайных ситуаций. Так как лаборатория находится в городе Томске, наиболее типичной ЧС является мороз. Также, в связи с неспокойной ситуацией в мире, одной из возможных ЧС может быть диверсия.

В исследовании было установлено сверло БТА на токарном станке, и измерены силы резания, действующие в сверло БТА при сверлении с различными режимами, Цель работы заключается в возможности проектирования корпуса сверла БТА наиболее подходящей конструкции с точки зрения его прочности, жесткости, лучшего подвода СОЖ и отвода стружки.

### **3.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности**

Следующие правовые нормы используются в качестве ссылки:

1. ГОСТ 12.4.154-85 ССБТ. Устройства, экранирующие для защиты от электрических полей промышленной частоты искусственному и совмещенному освещению жилых и общественных зданий.
2. СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки.
3. ГОСТ 12.4.123-83. Средства коллективной защиты от инфракрасных излучений. Общие технические требования.
4. ГОСТ Р 12.1.019-2009. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты.
5. ГОСТ 12.1.030-81. Электробезопасность. Защитное заземление. Зануление.
6. ГОСТ 12.1.004-91. Пожарная безопасность. Общие требования.
7. ГОСТ 12.2.037-78. Техника пожарная. Требования безопасности.
8. СанПиН 2.1.6.1032-01. Гигиенические требования к качеству атмосферного воздуха.
9. ГОСТ 30775-2001 Ресурсосбережение. Обращение с отходами. Классификация, идентификация и кодирование отходов.
10. СНиП 21-01-97. Противопожарные нормы.
11. ГОСТ 12.4.154. Система стандартов безопасности труда. Устройства, экранирующие для защиты от электрических полей промышленной частоты. Общие технические требования, основные параметры и размеры
12. СНиП 23-05-95 "Естественное и искусственное освещение"

Законодательство РФ об охране труда основывается на Конституции РФ и состоит из федерального закона, других федеральных законов и иных нормативных правовых актов субъектов РФ. Среди них можно выделить федеральный закон “Об обязательном социальном страховании от несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний”.

За состоянием безопасности труда установлены строгие государственный, ведомственный и общественный надзор и контроль.

Результаты всех видов инструктажа заносят в специальные журналы. За нарушение всех видов законодательства по безопасности жизнедеятельности предусматривается следующая ответственность: дисциплинарная, административная, уголовная, материальная.

Рабочее место, хорошо приспособленное к трудовой деятельности работника, правильно и целесообразно организованное, в отношении пространства, формы, размера обеспечивает ему удобное положение при работе и высокую производительность труда при наименьшем физическом и психическом напряжении.

Согласно ГОСТ 12.2.032-78 конструкция рабочего места и взаимное расположение всех его элементов должно соответствовать антропометрическим, физическим и психологическим требованиям.

При проектировании рабочих мест должны быть учтены освещенность, температура, влажность, давление, шум, наличие вредных веществ, электромагнитных полей и другие санитарно-гигиенические требования к организации рабочих мест.

Необходимыми требованиями являются обеспечение условий для безопасного ведения работ, соблюдение норм и правил техники безопасности, правил работы с электрооборудованием. Необходимо следить за концентрацией вредных веществ в воздухе, исправностью проводки, изоляции кабелей и пр., чтобы не допустить возникновения пожароопасных и взрывоопасных ситуаций.

## **3.2 Производственная безопасность**

### **3.2.1 Анализ вредных и опасных факторов**

Рабочее место располагается на 1 этаже в цехе корпуса 16А НИ ТПУ, помещение представляет собой комнату размером 10х8 м, высотой 3,5 м, 2 окна, выходящих на восток, в помещении находится 3 токарный станок с ЧПУ, 10 людей. Остальное при анализе по разделам.

Работа по сверлению отверстий сверлом БТА проводилась на токарном станке, а по измерению силы резания, действующих на сверло БТА – на динамометре.

Для идентификации потенциальных факторов необходимо использовать ГОСТ 12.0.003-2015 «Опасные и вредные производственные факторы. Классификация». Перечень опасных и вредных факторов, характерных для проектируемой производственной среды необходимо представить в виде таблицы 3.1.

Таблица 3.1 Возможные опасные и вредные факторы при измерении составляющих силы резания при сверлении с различными режимами резания

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ			Нормативные документы
	Разраб отка	Изгото вление	Эксплу атация	
1.Отклонение показателей микроклимата	+	+	+	1. СанПиН 2.2.4.548–96 2. СН 2.2.4/2.1.8.562–96 3. СНиП 23-05-95 4. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278–03 5. ГОСТ Р 12.1.019-2009 ССБТ
2. Превышение уровня шума		+	+	
3.Недостаточная освещенность рабочей зоны		+	+	
4.Повышенное значение напряжения в электрической цепи, замыкание которой может произойти через тело человека	+	+	+	

### 3.2.1.1 Анализ показателей микроклимата

Состояние микроклимата на механическом участке должна соответствовать допустимым нормам по ГОСТ 12.1.005-88. В ходе работы необходимо соблюдать допустимые значения на следующие производственные метеоусловия – влажность воздуха на рабочем месте, температура воздуха, скорость движения воздуха, а также тепловые излучения.

Оптимальные и допустимые показатели температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений должны соответствовать значениям, приведенным в таблице 1 [ГОСТ 12.1.005-88].

Работы делятся на три категории тяжести на основе общих энергозатрат организма. Работа, относящаяся к инженерам к операторам, относится к категории средних работ, 2б – работы, связанные с ходьбой, перемещением и переноской тяжестей до 10 кг и сопровождающиеся умеренным физическим напряжением. Допустимые значения микроклимата для этого случая даны в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Результаты замеров микроклимата

Период года	Категория работ	Температура, С°		Влажность, %		Скорость воздуха, м/с	
		Фактич.	Допуст.	Фактич.	Допуст.	Фактич.	Допуст.
Теплый	2б	21	18-27	62	65	0,16	0,2
Холодный	2б	18	17-23	53	<75	0,1	0,2

Для обеспечения комфортных условий используются не только организационные методы (рациональная организация проведения работ в зависимости от времени года и суток, чередование труда и отдыха), но и технические средства: в холодный период года – применение водяного отопления; в теплый период года – искусственная вентиляция, изоляция нагретых поверхностей оборудования.

### 3.2.1.2 Анализ показателей шума

В рабочем помещении должны соблюдаться нормы уровня шума согласно СН2.2.4/2.1.8.562-96.

При проведении эксперимента для измерения силы резания, действующих на сверло БТА при сверлении с различными режимами резания, шум возникает из универсального токарного станка KNUTH V-Turn 410.

Предельно допустимый уровень (ПДУ) шума - это уровень фактора, который при ежедневной (кроме выходных дней) работе, но не более 40 часов в неделю в течение всего рабочего стажа, не должен вызывать заболеваний или отклонений в состоянии здоровья, обнаруживаемых современными методами исследований в процессе работы или в отдаленные сроки жизни настоящего и последующих поколений. Соблюдение ПДУ шума не исключает нарушения здоровья у сверхчувствительных лиц.

Предельно допустимые уровни звука и эквивалентные уровни звука на рабочих местах для трудовой деятельности разных категорий тяжести и напряженности в ГОСТ 12.1.003–83.

Таблица 3.3

Категория напряженности	Категория тяжести трудового процесса
-------------------------	--------------------------------------

трудового процесса	легкая физическая нагрузка	средняя физическая нагрузка	тяжелый труд 1 степени	тяжелый труд 2 степени	тяжелый труд 3 степени
легкой степени	80	80	75	75	75

Максимальный уровень звука постоянного шума на рабочих местах не должно превышать 80 дБА. Если уровень шума на работе превышает 80 дБА, необходимо использовать средства коллективной защиты и средства индивидуальной защиты.

Средства индивидуальной защиты:

применение спецодежды, спецобуви и защитных средств органов слуха: наушники, беруши, антифоны.

В нашей работе низкая уровень шума, благодаря тому, что в исследовании использовалась масляная СОЖ марки МР-7.

### **3.2.1.3 Анализ освещенности рабочей зоны**

Искусственное освещение должно обеспечивать в помещении освещенность, позволяющую выполнять операции, наладку оборудования без производственных дефектов и травматизма, возникающих по причине недостаточной освещенности. Недостаточная освещенность является вредным фактором при выполнении исследовательских работ, требующих особую точность. При работе в таких условиях сначала происходит перенапряжение глаз, которое впоследствии может вызвать ухудшение зрения. В этом случае требуется привлечение дополнительных источников света, в частности настольных ламп.

Согласно СНиП 23-05-95 в лаборатории, где происходит периодическое наблюдение за ходом производственного процесса при постоянном нахождении людей в помещении освещенность при системе общего освещения не должна быть ниже 300 Лк.

В цехе используются светильники с люминесцентными лампами типа ОДОР-2-40 для освещения.



Расчет общего равномерного искусственного освещения горизонтальной рабочей поверхности выполняется методом коэффициента светового потока, учитывающим световой поток, отражённый от потолка и стен. Длина помещения  $A = 10$  м, ширина  $B = 8$  м, высота  $= 3,5$  м. Высота рабочей поверхности над полом  $h_p = 1,0$  м. Согласно СНиП 23-05-95 необходимо создать освещенность не ниже 300 лк, в соответствии с разрядом зрительной работы.

Площадь помещения:  $S = A \times B$ ,

где  $A$  – длина, м;  $B$  – ширина, м.

$$S = 10 \times 8 = 80 \text{ м}^2$$

Коэффициент отражения покрашенных светло-зеленых стен с окнами, без штор  $\rho_c = 40\%$ , свежепобеленного потолка  $\rho_n = 70\%$ . Коэффициент запаса, учитывающий загрязнение светильника, для помещений с малым выделением пыли равен  $K_3 = 1,2$ . Коэффициент неравномерности для люминесцентных ламп  $Z = 1,1$ .

Выбираем лампу дневного света ЛТБ-40, световой поток которой равен  $\Phi_{\text{лд}} = 3000$  Лм.

Выбираем светильники с люминесцентными лампами типа ОДОР-2-40.

Этот светильник имеет две лампы мощностью 40 Вт каждая, длина светильника равна 1200 мм, ширина – 260 мм.

Интегральным критерием оптимальности расположения светильников является величина  $\lambda$ , которая для люминесцентных светильников с защитной решёткой лежит в диапазоне 1,1–1,3. Принимаем  $\lambda = 1,2$ , расстояние светильников от перекрытия (свес)  $h_c = 0,5$  м.

Высота светильника над рабочей поверхностью определяется по формуле:

$h = h_n - h_p$ , где  $h_n$  – высота светильника над полом, высота подвеса,

$h_p$  – высота рабочей поверхности над полом.

Наименьшая допустимая высота подвеса над полом для двухламповых светильников ОДОР:  $h_n = 3,5$  м.

Высота светильника над рабочей поверхностью определяется по формуле:

$$h = H - h_p - h_c = 3,5 - 1 - 0,5 = 2,0\text{м.}$$

Расстояние между соседними светильниками или рядами определяется по формуле:

$$L = \lambda \cdot h = 1,2 \cdot 2 = 2,4\text{м}$$

Число рядов светильников в помещении:  $N_b = \frac{B}{L} = \frac{8}{2,4} = 3,3 \approx 3$

Число светильников в ряду:  $N_a = \frac{A}{L} = \frac{10}{2,4} = 4,16 \approx 4$

Общее число светильников:  $N = N_a \cdot N_b = 3 \cdot 4 = 12$

Расстояние от крайних светильников или рядов до стены определяется по формуле:

$$l = \frac{L}{3} = \frac{2,4}{3} = 0,8\text{м}$$

Размещаем светильники в два ряда.

Индекс помещения определяется по формуле:

$$i = \frac{A \cdot B}{h \cdot (A + B)} = \frac{10 \cdot 8}{2,0 \cdot (9 + 7)} = 1,97$$

Коэффициент использования светового потока, показывающий, какая часть светового потока ламп попадает на рабочую поверхность, для светильников типа ОД с люминесцентными лампами при  $\rho_{\text{п}} = 70\%$ ,  $\rho_{\text{с}} = 40\%$  и индексе помещения  $i = 1,97$  равен  $\eta = 0,65$ .

Потребный световой поток группы люминесцентных ламп светильника определяется по формуле:  $\Phi_{\text{п}} = \frac{E \cdot A \cdot B \cdot K_3 \cdot Z}{N \cdot \eta} = \frac{300 \cdot 10 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 1,1}{12 \cdot 0,65} = 4061\text{Лм}$

Делаем проверку выполнения условия:  $\rightarrow -10\% \leq \frac{\Phi_{\text{лд}} - \Phi_{\text{п}}}{\Phi_{\text{лд}}} \cdot 100\% \leq 20\%$ ;

$$\frac{\Phi_{\text{лд}} - \Phi_{\text{п}}}{\Phi_{\text{лд}}} \cdot 100\% = \frac{2600 - 2457,45}{2457,45} \cdot 100\% = 6,0\%$$

Таким образом:  $-10\% \leq 6,1\% \leq 20\%$ , необходимый световой поток светильника не выходит за пределы требуемого диапазона.



### **3.2.1.4 Анализ электробезопасности**

Электробезопасность представляет собой систему организационных и технических мероприятий и средств, обеспечивающих защиту людей от вредного и опасного воздействия электрического тока, электрической дуги, электромагнитного поля и статического электричества.

Производственное помещение, в котором производятся исследования, относится к категории электроопасности - помещения с повышенной опасностью, которая характеризуется наличием в них одного из следующих условий, создающих повышенную опасность: сырость, токопроводящая пыль, токопроводящие полы (металлические, земляные, железобетонные, кирпичные и т.п.), высокая температура, возможность одновременного прикосновения человека к имеющим соединение с землей металлоконструкциям, технологическим аппаратам, с одной стороны, и к металлическим корпусам электрооборудования – с другой. Токарный станок работает в сети с напряжением 380 В.

В лаборатории применяются следующие меры защиты от поражения электрическим током: недоступность токоведущих частей для случайного прикосновения, все токоведущие части изолированы и ограждены. Недоступность достигается путем их надежной изоляции, применения защитных ограждений (кожухов, крышек, сеток и т.д.), расположения токоведущих частей на недоступной высоте. Станки и оборудование оснащены заземлителями. Средствами индивидуальной защиты от поражения электрическим током являются инструменты с ручками из изолирующего материала, специальные перчатки и обувь, а также дорожки и коврики.

### **3.2.2. Мероприятия по снижению воздействия опасных и вредных факторов на исследователя**

В цехе есть 2 окна, которые обеспечивают естественную вентиляцию, есть вытяжка и приточная вентиляция, которые обеспечивают принудительную вентиляцию; также есть кондиционирование воздуха и водяное отопление, таким образом в цехе всегда поддерживаются оптимальные значения температуры и влажности, чистоты и скорости движения воздуха. Кроме этого на полу расположены диэлектрические коврики, которые защищают рабочих от поражения электрическим током. В токарных станках исправны системы безопасности станка (двери, экраны, заземление), это защищает рабочих

от стружки и осколков, а также предотвращает возможность травмирования об вращающиеся рабочие органы станка. На рабочем месте рабочие носят спецодежду, одежду и защитные очки, специальные перчатки для особых видов работ и наушники или беруши, которые обеспечивают безопасность при работе на станке.

Работа за компьютером относится к V зрительному разряду (работа малой точности). Следовательно, требуемая освещенность помещения может быть обеспечена следующими типами ламп:

- Люминесцентная лампа белого свечения (ЛБ) или холодного белого свечения (ЛХБ);
- Металл-галогенная лампа (МГЛ);
- Ртутная лампа высокого давления (ДРЛ);

На рабочем месте желательно применение комбинированной системы освещения: люминесцентные лампы типа ЛД. Люминесцентные лампы имеют ряд существенных преимуществ: излучаемый ими свет близок к дневному, естественному свету; обладают повышенной светоотдачей, имеют более длительный срок службы.

Согласно ГОСТ 12.1.003-2014 эквивалентный уровень звука не должен превышать 65 дБА.

В качестве мер по снижению шума можно предложить следующее:

- Облицовка потолка и стен звукопоглощающим материалом. Снижает шум на 6-8 дБ;
  - Рациональная планировка помещения;
  - Экранирование рабочего места, путем постановки перегородок, диафрагм;
- Дисплеи должны проходить испытания на соответствие требованиям безопасности, например, международным стандартам MRP-2, ТСО-99.

### 3.3 Экологическая безопасность

Охрана окружающей среды – это комплексная проблема и наиболее активная форма ее решения – это сокращение вредных выбросов промышленных предприятий через как можно более полный переход к безотходным или малоотходным технологиям производства.

Данная выпускная квалификационная работа не представляет опасности для экологической обстановки, поскольку не было использовано токсичных и радиоактивных материалов. Все операции являются сугубо механическими, без выделения вредных газов и веществ, однако, в процессе обработки снимается слой стружки, которая должна правильно утилизироваться для переработки.

Стружку необходимо очистить от металлических вкраплений, спрессовать и отправить на переработку в соответствующую фирму. Смазочно-охлаждающую жидкость фильтровать и вернуть в цикл, остальные взвеси собрать и сдать в строительную или дорожную промышленность в качестве инертного материала.

### **3.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях**

Производственный цех находится в городе Томск с континентально-циклоническим климатом. Природные явления (землетрясения, наводнения, засухи, ураганы и т.д.) в Томске отсутствуют. Возможными ЧС могут быть: природного характера – сильные морозы.

Для Сибири в зимнее время года характерны морозы. Достижение критически низких температур приведет к авариям систем теплоснабжения и жизнеобеспечения, приостановке работы, обморожениям и даже жертвам среди населения. В случае переморозки труб должны быть предусмотрены запасные обогреватели. Их количества и мощности должно хватать для того, чтобы работа на производстве не прекратилась. Масляные обогреватели нагреваются до температуры 110-150 градусов, поэтому довольно быстро способны отопить помещение. Некоторые модели масляных радиаторов наделены вентилятором, с помощью которого теплый воздух быстрее распространяется по всему помещению.

Абсолютную безопасность обеспечить невозможно, т.к. всегда будет оставаться риск возникновения чрезвычайных ситуаций, зависящие не только от поведения людей, но и от природы.

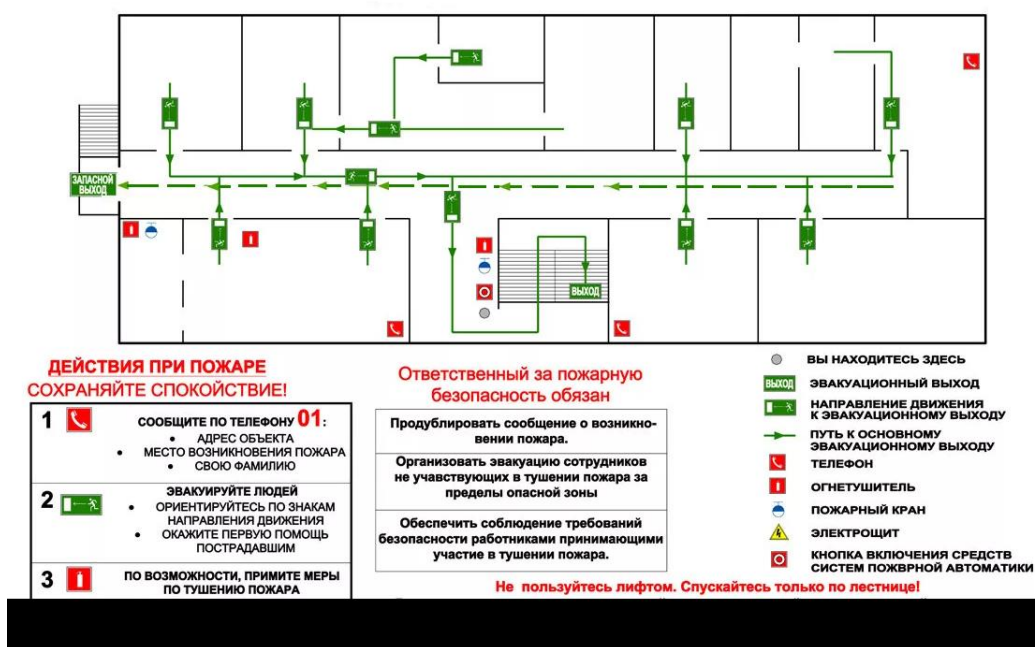
#### **Анализ пожарной безопасности**

Пожарная безопасность предусматривает обеспечение безопасности людей и сохранения материальных ценностей предприятия на всех стадиях его жизненного цикла. Основными системами пожарной безопасности являются системы предотвращения пожара и противопожарной защиты, включая организационно-технические мероприятия.

Помещение, в котором осуществляется процесс изготовления изделия, по взрывопожарной и пожарной опасности относится к категории ВЗ. Тем не менее, никогда не стоит забывать об опасности возникновения пожара. Среди организационных и технических мероприятий, осуществляемых для устранения возможности пожара, выделяют следующие меры:

- 1 – использование только исправного оборудования;
- 2 – проведение периодических инструктажей по пожарной безопасности;

- В помещении необходимо иметь 2 огнетушителя марки ОП-5, исходя из размеров помещения, а также силовой щит, который позволяет мгновенно обесточить помещение. Огнетушители должны всегда содержаться в исправном состоянии, периодически осматриваться, проверяться и своевременно перезаряжаться. Желательно помещать на стенах инструкции по пожарной безопасности и план эвакуации в случае пожара. В случаях, когда не удастся ликвидировать пожар самостоятельно, необходимо вызвать пожарную охрану и покинуть помещение, руководствуясь разработанным и вывешенным планом эвакуации.



## **Вывод по разделу**

В результате выполнения раздела «Социальная ответственность» были исследованы правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности. Проанализирована производственная безопасность, выявлены опасные и вредные факторы, были проанализированы мероприятия по снижению воздействия этих факторов. Были подняты вопросы экологической безопасности и безопасности в ЧС. Полученные результаты могут быть применены на производстве.

Помещение, в котором производится исследование соответствует категории ВЗ. Освещение в помещении соответствует расчетным данным. Рассмотрены негативные факторы, влияющие на безопасность труда при проведении исследования, определены средства и мероприятия для обеспечения пожарной безопасности.

Производственные цеха корпуса 16А соответствует требованиям пожарной безопасности, корпус 16А оснащён эвакуационными выходами, огнетушителями и схемами эвакуации, электрическая сеть имеет линию заземления. Освещение в аудитории соответствует нормам СНиП 23-05-95.

## **Законодательные акты**

1. ОСТ 54 30013-83 Электромагнитные излучения СВЧ. Предельно допустимые уровни облучения. Требования безопасности
2. ГН 2.2.5.1313-03 Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны.
3. СанПиН 2.2.4/2.1.8.055-96 «Электромагнитные излучения радиочастотного диапазона (ЭМИ РЧ)».
4. СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.
5. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278-03. Гигиенические требования к естественному, искусственному и совмещенному освещению жилых и общественных зданий.
6. СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки.
7. ГОСТ Р 12.1.019-2009. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты.
8. ГОСТ 12.1.030-81. Электробезопасность. Защитное заземление. Зануление.
9. ГОСТ 12.1.004-91. Пожарная безопасность. Общие требования.
10. ГОСТ 12.2.037-78. Техника пожарная. Требования безопасности.
11. СанПиН 2.1.6.1032-01. Гигиенические требования к качеству атмосферного воздуха
12. ГОСТ 30775-2001. Ресурсосбережение. Обращение с отходами. Классификация, идентификация и кодирование отходов.
13. СНиП 21-01-97. Противопожарные нормы.
14. СНиП 23-05-95 «Естественное и искусственное освещение».

## **BTA DRILL BODY DESIGNING**

Студент:

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
4AM82	Чжу Лянлян		

Консультант отделения материаловедения ИШНПТ:

<b>Должность</b>	<b>ФИО</b>	<b>Ученая степень, звание</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
Старший преподаватель	Ким Алексей Богович			

Консультант – лингвист ОИЯ ШБИП:

<b>Должность</b>	<b>ФИО</b>	<b>Ученая степень, звание</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
Старший преподаватель	Кобзева Надежда Александровна	к.п.н.		



#### 4. Improving design of the BTA drill body through analysis of forces acting on the BTA drill

Deep hole machining is widely used in aerospace, energy mining, automobile manufacturing, engine manufacturing, machine tool engineering and other industrial branches. Deep hole machining conditions are harsh, and the chips have to be broken into small pieces during the process. Problems such as heat dissipation, drill guidance and tool wear make deep hole machining one of the most challenging tasks in the manufacturing field. In the field of deep hole drilling, the BTA drilling has become a widely used deep hole technology because of its wide range of application, good quality of machining and stable drilling performance. However, the designs of the existing BTA drills are not perfect and need to be improved. Therefore, we need to improve the design of the BTA drill body. The task is to design BTA drill body with the most suitable design in terms of its strength, rigidity, better coolant supply and chip removal. The most important step is analysis of forces that act on the BTA drill. In this paper, analysis of forces acting on the BTA drill and determination of direction of improving the design of the BTA drill body are selected as a research object. The first part of the work is devoted to analysis of forces acting on the BTA drill. The second part is devoted to the BTA drill improvement.

##### 4.1 BTA system

BTA (Boring and Trepanning Association) is the most common technology used for high-precision and productive deep drilling. BTA drills are used for drilling holes with a diameter of 6 to 180 mm, depth of more than 100D with hole diameter accuracy of IT7 to IT9 and hole axis straightness up to 0.01...0.03 per 100 mm of hole depth and roughness  $Ra=2.5$  [2].

The schematic diagram of the BTA system is shown in Fig. 4.1[38].

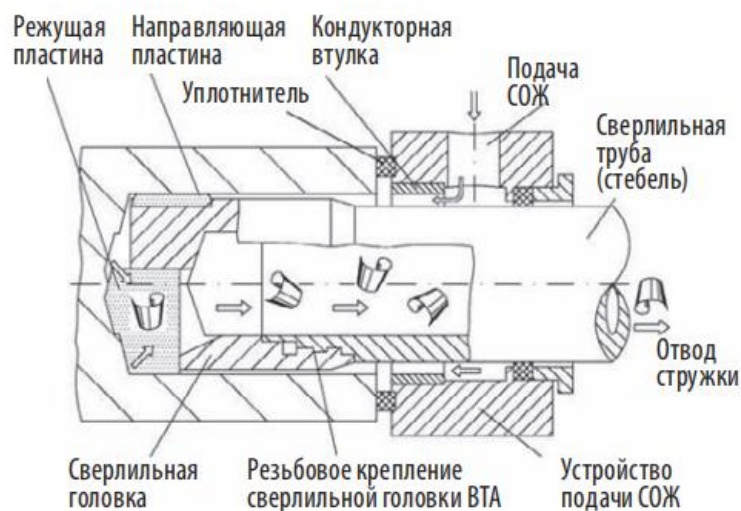




Fig. 4.1. BTA system

It consists of a drill head, which is attached to the drill pipe (stem) by means of a rectangular thread with large pitch for fast and reliable fastening. Mentioned thread is internal and external, single or four-way, depending on the type of drill and the diameter of the hole. The diameter of the pipe is 2-3 mm smaller than that of the head, which provides a gap between the wall of the hole and the surface of the pipe. In this gap under high pressure (10–80 bar) coolant is supplied. This supply scheme allows you to deliver coolant directly to the cutting edges, and large pumping volumes quickly remove chips from the cutting zone.

Figure 4.2 shows the principle of BTA drilling[9]. The BTA tool consists of a boring bar and a single or a multi-edged drill head secured at its terminal end. Cutting fluid is supplied under high pressure through the inlet of the pressure head and flows through the annular channel between the boring bar and the bore wall towards the drill head. After cooling and lubricating the machining zone, cutting fluid carries away the chips through the interior of the drill head and boring bar.

In contrast to gun drilling, the returning chips do not come in contact with the bore wall and thus a better surface finish can be achieved.

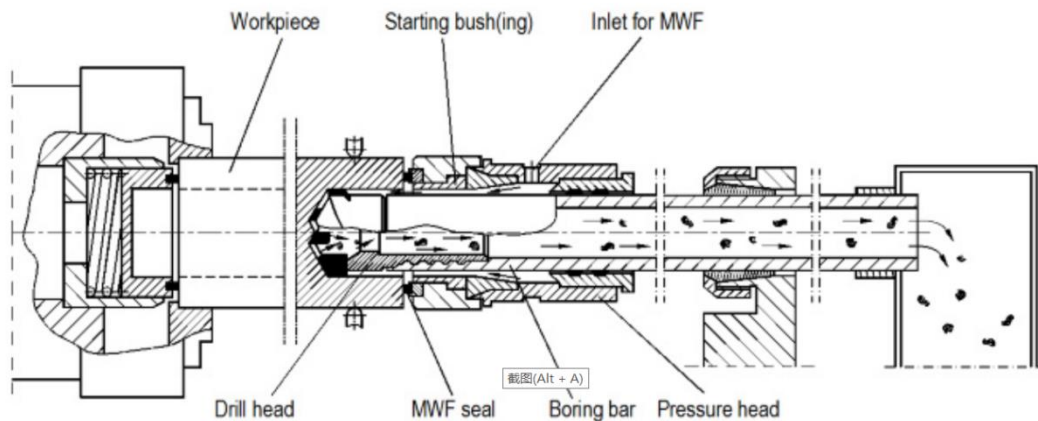


Fig. 4.2. BTA drilling

The tubular cross-section of the boring bar possesses greater buckling stability compared to the gun drill shank and thus greater feed rates can be achieved in BTA drilling. As such, the annular chip removal channel is of much greater cross section compared to the V-flute of the gun drill and thus more chips per unit of time can be transported without clogging. Moreover, even when chip clogging occurs due to poor chip breaking, the inlet pressure increases helping to push forward the chip cluster that clogs the chip removal channel. A requirement for reliable sealing between the face of the workpiece and the pressure head is a price to pay for this advantage.

## 4.2 Analysis of forces acting on the BTA drill

In order to design body of the BTA drill with the most suitable design in terms of its strength, rigidity, better coolant supply and chip removal, it is necessary to determine the system of forces acting on the BTA drill. The forces acting on the BTA drill are divided into 3 types: cutting forces, friction forces and support reaction forces. There are 3 types of cutting forces: radial force, tangential force and axial force. The reaction force of the support is the force acting on the guide pads and the inner wall of the hole. The friction force is the force that occurs when the guide pads rotate relative to the hole and move along the hole axis [1].

Figure 4.3 shows a simplified system of forces acting in the cross section of the BTA head [11]. The forces acting on the BTA drill are represented in the form of two forces applied in the center of the head, horizontal  $F_{hor}$  and vertical  $F_{ver}$ , as well as cutting torque  $M_s$ :

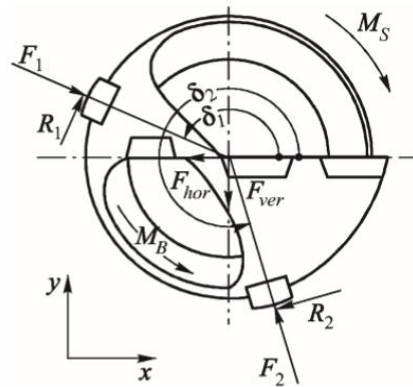


Fig. 4.3. A simplified system of forces acting in the transverse section of the multi-blade drill head BTA

$$F_{hor} = R_1 \sin \delta_1 + R_2 \sin \delta_2 - F_1 \cos \delta_1 - F_2 \cos \delta_2; \quad (4.1)$$

$$F_{ver} = -F_1 \sin \delta_1 - F_2 \sin \delta_2 - R_1 \cos \delta_1 - R_2 \cos \delta_2; \quad (4.2)$$

$$M_B = M_s + R_1 r_N + R_2 r_N. \quad (4.3)$$

Through experiments we can measure cutting forces acting on the BTA drill during deep hole drilling. Knowing the magnitude of the forces acting on the cutting inserts, it is possible to calculate the magnitude and direction of action of the resulting cutting force, as well as the reaction forces on the guide pads of the BTA drill head, which will allow us to design a tool with better cutting properties and greater life of both cutting inserts and guiding pads.

Now let's calculate forces mentioned above on the given experimental data. Table 4.1 presents results of the cutting force components measurement. The cutting force components were measured on individual sections of the cutting edges located at different radii  $R$  of the BTA drill. Drilling parameters: cutting speed  $V = 100 \text{ m / min}$ ,

feed rate  $s = 0.1 \text{ mm / rev.}$

Table 4.1. Experimental data

R, mm	Radial component $P_y$ , H	Axial component $P_x$ , H	Tangential component $P_z$ , H
14	39,8	192,7	293,7
13	27,7	174	286
12	31,9	162,5	276,1
11	28	152,4	257,4
10	31,8	169,5	273,1
8	16,2	169,3	263,3
7	6,2	153,2	281,1
6	3,4	171,8	282,6
4	9,4	181,4	275
3	34,8	103,2	217,8
2	45,7	119,4	267,8
1	19,7	113	232

Using experimental data, the components of the cutting force that act on the peripheral, intermediate and central cutting inserts are calculated according to which the horizontal and vertical forces  $F_{hor}$  and  $F_{ver}$  are calculated.

The forces acting on the peripheral cutting insert:

$$F_{y1} = 213,6 \text{ N}; F_{x1} = 1265,6 \text{ N}; F_{z1} = 1975 \text{ N}.$$

Forces acting on the intermediate insert:

$$F_{y3} = 25,8 \text{ N}; F_{x3} = 640,2 \text{ N}; F_{z3} = -930,8 \text{ N}.$$

Forces acting on the central cutting insert:

$$F_{y2} = -51,4 \text{ N}; F_{x2} = 517 \text{ N}; F_{z2} = 992,6 \text{ N}.$$

Next, the horizontal and vertical forces are calculated:

$$F_{rop} = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} = 213,6 - 51,4 + 25,8 = 188 \text{ N};$$

$$F_{берт} = F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} = 1975 + 992,6 - 930,8 = 2036,8 \text{ N}.$$

The resulting cutting force is calculated as follows:

$$R = \sqrt{F_{rop}^2 + F_{берт}^2} = \sqrt{188^2 + 2036,8^2} = 2045,5 \text{ N}$$

The angle of action of the resulting cutting force will be:

$$\alpha = 180^\circ + \beta = 180^\circ + 84^\circ = 264^\circ,$$

where the angle  $\beta$  is calculated as:

$$\beta = \arctan \frac{F_{берт}}{F_{rop}} = \frac{2036,8}{188} = 84^\circ.$$

Support reactions must be calculated as vector quantities, with the following conditions satisfied:

$$\sum F(x) = 0;$$

$$\sum F(y) = 0.$$

In this case:

$$\begin{aligned}\sum F(x) &= N_1 - N_2 \sin(\delta_2 - 270^\circ) - R \cos(\alpha - \delta_1) = 0; \\ \sum F(y) &= N_2 \cos(\delta_2 - 270^\circ) - R \sin(\alpha - \delta_1) = 0.\end{aligned}$$

Thus  $N_1=759\text{N}$ ,  $N_2=2106\text{N}$ .

According to the calculations result, it is found that the support reaction force  $N_2$  is much higher than the support reaction force  $N_1$ . Since the formula for calculating the friction force acting on the guide plate has the form:  $F_{\text{Tpe}} = \mu \cdot N$ . This will lead to the fact that the second guide pad will wear out faster and, accordingly, break faster. The uneven wear of guiding pads will reduce the tool life of the drill and increase the frequency of replacing worn guide pads, which will lead to an increase in the cost of use and reduction in the market competitiveness of the product. Therefore, we must focus on this factor when design and optimize design of the drill. Next, it is necessary to design the most effective methods so that the wear ratio of the first guide pad to the wear of the second guide pad of the BTA drill is reduced to a ratio of about 30% : 70%.

#### **4.3 Determine the direction of Improving the design of the drill body BTA**

In order to improve tool life of the BTA deep hole drill it will be redesigned based on the previous calculation results. It is necessary to design the most effective methods so that the wear ratio of the first guide pad to the wear of the second guide pad of the BTA drill is reduced to a ratio of about 30% : 70%. Therefore, attention must be paid to solving this problem when designing the BTA drill body by changing the position of the cutting inserts and guide pads, namely, changing their angular and radial positions.

We have studied a total of 13 different optimization schemes, and the most effective one is with the simultaneous shift of the central cutting insert along the radius by 1 mm to the axis of the drill and its rotation by  $5^\circ$ , as well as the rotation of the central cutting insert by  $3^\circ$  (see Fig. 4.4).

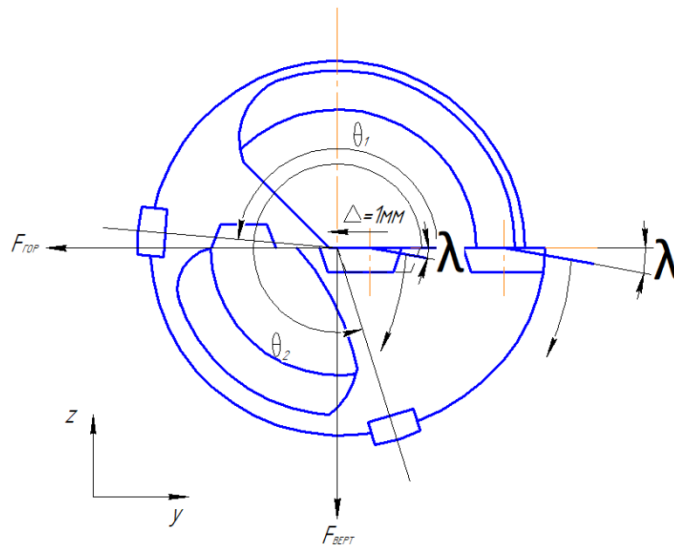


Figure 4.4. Peripheral and central cutting inserts repositioning

The normal forces acting on the guide pads change as shown in table 1.6.

Table 1.6. The result of calculation after repositioning cutting inserts

	$\alpha$	$N_1$	$N_2$
Initial data	$84^\circ(264^\circ)$	759H(26%)	2106H(74%)
Calculation result	$76^\circ(256^\circ)$	756H(33%)	1513H(67%)
Compared to the original data	-9,5%	-0,4%	-28%

As we can see, the ratio of normal forces acting on the burnishing surfaces of the guide pads decreased from 1: 3 to 1: 2, which means that the ratio of the wear rate of the 1st guide pad to the wear rate of the 2nd guide pad will also decrease.

### **Список используемых источников**

1. Чжан Сяо. Хон Синцюань. Структурное проектирование и параметрическое моделирование обработки глубоких отверстий сверлом ВТА: Магистерская работа, 2014. Университет центрально-Северного Китая.
2. Кирсанов С.В., Гречишников В.А., Григорьев С.Н., Схиртладзе А.Г. Б87 Обработка глубоких отверстий в машиностроении: справочник / под общ. ред. С.В. Кирсанова. М.: Машиностроение, 2010. 344 с.: ил. ISBN 978-5-94275-521-8
3. Carmen Malave. Deep hole drilling - Cutting forces and balance of tools/ Examensarbete, Grundniv å (högskoleexamen), 15 hp Maskinteknik Maskiningenjör Examensarbete Handledare: Sven-Erik Lundberg, Magnus Aare Examiner: Kourosh Tatar.
4. Chyn-Shu Deng, Jih-Hua Chin. Roundness Errors in BTA Drilling and a Model of Waviness and Lobing Caused by Resonant Forced Vibrations of Its Long Drill Shaft, Journal of Manufacturing Science and Engineering AUGUST 2004, Vol. 126, Takahiro Ryu, Atsuo Sueoka, Keizo Tsukamoto. Theoretical and experimental study on rifling mark generating phenomena in BTA deep hole drilling process (generating mechanism and countermeasure), International Journal of Machine Tools and Manufacture Volume 88, January 2015, Pages 194-205
5. D. Biermann\*, M. Kersting, N. Kessler. Process adapted structure optimization of deep hole drilling tools, CIRP Annals-Manufacturing Technology 2009
6. V. N. Latinovic & M. O. M. Osman. Optimal design of BTA deep-hole cutting tools with staggered cutters, International Journal of Production Research, , 27:1, 153-173, DOI: 10.1080/00207548908942536
7. Constantin MINCIU. On boring deep holes, Proceedings of the 15th International Conference on Manufacturing Systems – ICMaS, Published by Editura Academiei Române, ISSN 1842-3183

8. Viktor P. Astakhov. Geometry of Single-point Turning Tools and Drills, Fundamentals and Practical Applications
9. Кирсанов С.В., Гречишников В.А., Схиртладзе А.Г., Кокарев В.И. Инструменты для обработки точных отверстий. –М.: Машино-строение, 2005. - 336 с.
10. Кирсанов С.В. Обработка глубоких отверстий в машиностроении. Москва «Машиностроение» 2009. -298 с.
11. Haddag B, Nouari M, Moufki A, et al. COMBINED ANALYTICAL/NUMERICAL MODELLING FOR CUTTING FORCES AND CONTACT ANALYSES IN THE BTA DEEP HOLE DRILLING[J].
12. Biermann D, Kersting M, Kessler N. Process adapted structure optimization of deep hole drilling tools[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2009, 58(1): 89-92.
13. Thil J, Haddag B, Nouari M, et al. Experimental and analytical analyses of the cutting process in the deep hole drilling with BTA (Boring Trepanning Association) system[J]. Mechanics & Industry, 2013, 14(6): 413-429.
14. MINCIU C. On boring deep holes[J]. 2006.
15. Latinovic V N, Osman M O M. Optimal design of BTA deep-hole cutting tools with staggered cutters[J]. THE INTERNATIONAL JOURNAL OF PRODUCTION RESEARCH, 1989, 27(1): 153-173.
16. Corney J, Griffiths B. A study of the cutting and burnishing operation during deep hole drilling and its relationship to drill wear[J]. The International Journal of Production Research, 1976, 14(1): 1-9.
17. Haddag B, Thil J, Nouari M, et al. Analyse du procédé de forage profond avec système BTA par la caractérisation du processus de coupe[J]. 21<sup>ème</sup> Congrès Français de Mécanique, 26 au 30 août 2013, Bordeaux, France (FR), 2013.
18. Malarvizhi S, Chaudhari A, Woon K S, et al. Influence of Burnishing Axial Interference on Hole Surface Quality in Deep Hole Drilling of Inconel 718[J]. Procedia Manufacturing, 2016, 5: 1295-1307.

19. R. Komanduri, R.H. Brown, On the mechanics of chip segmentation in machining, *J. Eng. Industry* 103 (1981) 33–51
20. S. Atlati, B. Haddag, M. Nouari, M. Zenasni, Analysis of a new Segmentation Intensity Ratio “SIR” to characterize the chip segmentation process in machining ductile metals, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 51 (2011) 687–700
21. S. Kouadri, K. Necib, S. Atlati, B. Haddag, M. Nouari, Quantification of the chip segmentation in metal machining: Application to machining the aeronautical aluminium alloy AA2024-T351 with cemented carbide tools WC-Co. *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 64 (2013) 102–113
22. C.S. Deng, J.C. Huang, J.H. Chin, Effects of support misalignments in deep-hole drill shafts on hole straightness, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 41 (2001) 1165–1188
23. A. Al-Hamdan, Effect of misalignment on the cutting force signature in drilling, *J. Mater. Process. Technol.* 124 (2002) 83–91
24. C.S. Deng, J.H. Chin, Hole roundness in deep-hole drilling as analysed by Taguchi methods, *Int. J. Adv. Manuf. Technol.* 25 (2005) 420–426
25. N. Guibert, H. Paris, J. Rech, A numerical simulator to predict the dynamical behavior of the self-vibratory drilling head, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 48 (2008) 644–655
26. K. Weinert, O. Webber, C. Peters, On the influence of drilling depth dependent modal damping on chatter vibration in BTA deep hole drilling, *CIRP Ann. – Manuf. Technol.* 54 (2005) 363–366
27. K. Weinert, O. Webber, M. H üsken, J. Mehnen, W. Theis, Analysis and prediction of dynamic disturbances of the BTA deep hole drilling process, *Proceedings of the Third CIRP International Seminar on Intelligent Comput. Manuf. Eng.* (2002) 297–302
28. K. Weinert, O. Webber, M. H üsken, J. Mehnen, Statistics and time series analyses of BTA deep hole drilling, *International Conference on Non-linear Dynamics in Mechanical Processing*, 2001



29. A. Messaoud, C. Weihs, Monitoring a deep hole drilling process by nonlinear time series modeling, *J. Sound Vib.* 321 (2009) 620–630
30. A. Messaoud, C. Weihs, F. Hering, Detection of chatter vibration in a drilling process using multivariate control charts, *Comput. Stat. Data Anal.* 52 (2008) 3208–3219
31. D. Biermann, A. Sacharow, K. Wohlgemuth, Simulation of the BTA deep-hole drilling process, *Prod. Eng. Res. Dev.* 3 (2009) 339–346
32. N. Raabe, O. Webber, W. Theis, Spiralling in BTA deephole drilling: models of varying frequencies, *From Data and Information Analysis to Knowledge Engineering, Studies in Classification, Data Analysis, and Knowledge Organization* (2006) 510–517
33. V.P. Astakhov, S. Shvets, The assessment of plastic deformation in metal cutting, *J. Materials Process. Technol.* 146 (2004) 193–202
34. Malave C. Deep hole drilling-Cutting forces and balance of tools[J]. 2015.
35. N Raabe dynamic Disturbances in BTA Deep-Hole Drilling: Modelling Chatter and Spiralling as Regenertive of the Effects.Intelligence,Stuudies in the Classification,DataAnalysis,and Knowledge Organization,2010:82-91.
36. Biermann, Dirk, Alexei Sacharow, and Klaus Wohlgemuth. "Simulation of the BTA deephole drilling process." *Production Engineering* 3. (2009) 4-5: pp 339-346.
37. К. А. Бобух. Специальное оборудование и система ВТА – эффективная технология глубокого сверления

